

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA  
SEDE QUITO**

**CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA**

**Tesis previa a la obtención del título de:  
INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA:  
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PELADORA DE PAPAS  
CON CAPACIDAD DE 100Kg/h**

**AUTORES:  
DIANA ESTEFANÍA MENA ARBOLEDA  
CARLOS FABIÁN JÁCOME ROJAS**

**DIRECTOR:  
FABIO EDUARDO OBANDO HERRERA**

**Quito, abril de 2015**

## **DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD Y AUTORIZACIÓN DE USO DEL TRABAJO DE TITULACIÓN**

Nosotros, **Diana Estefanía Mena Arboleda y Carlos Fabián Jácome Rojas** autorizamos a la Universidad Politécnica Salesiana la publicación total o parcial de este trabajo de titulación y su reproducción sin fines de lucro.

Además declaramos que los conceptos y análisis desarrollados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

---

**Diana Estefanía Mena Arboleda**

**C.I. 1716753817**

---

**Carlos Fabián Jácome Rojas**

**C.I. 1720989696**

## **DEDICATORIA**

Dedico este proyecto a Dios por darme la fortaleza necesaria así como a mi madre, por sus largos días de incansable lucha, su amor puro e incondicional, por ser mi fuerza y mi razón de superación; a mi padre, por su tenacidad y esfuerzo para hacer de mí una gran profesional, así como ser el mejor ejemplo de un gran luchador; a mi hermana Silvana y a mi cuñado Napoleón, por su amor incondicional y su apoyo constante, que me han permitido alcanzar este gran objetivo; a mi hermana Dominique, por ser mi inspiración y entregarme todo su amor y dulzura; a mis sobrinos Daniel y Martín, por ser mi más grande representación de felicidad y pureza; a Karla, por acompañarme en los momentos más difíciles, así como en los más felices, por toda su entrega y paciencia.

A todos ustedes, por confiar en mí.

### **DIANA**

Dedico este logro a mis padres Fabián y Alicia, quienes día a día me han brindado su amor, paciencia y apoyo para lograr llevar acabo mis objetivos y metas; a mi hija Anita por su amor incondicional y ser esa inspiración para ser un mejor hombre cada día; a mi sobrino Andrés y a mi Hermana Andrea, por ser la representación pura del apoyo y la fe que han tenido hacia mí; a mi padrino Fabián, por estar junto a mí en los instantes más complicados.

Al Ing. Hernán Rojas y toda su familia, por su gran apoyo, al recibarnos en su empresa, para realizar la construcción de este gran proyecto, además de incorporar mucha de su experiencia y dedicación junto con nosotros transmitiéndonos de manera sencilla y desinteresada todos sus conocimientos y habilidades.

A todos ustedes, por confiar en mí.

### **CARLOS**

## **AGRADECIMIENTO**

A la Universidad Politécnica Salesiana y ante todo a la prestigiosa Facultad de Ingeniería Mecánica, por ser parte de este largo camino y permitirnos alcanzar mediante su enseñanza y compromiso esta gran meta profesional y personal.

A cada uno de los maestros e ingenieros que han impartido sus conocimientos, experiencias y vivencias; sin egoísmo y mucha sabiduría para hacer de nosotros, grandes seres humanos y excelentes profesionales.

Al Ing. Fabio Obando, de manera muy especial, por la confianza depositada en nosotros, así, como su dirección y aliento para concluir este gran reto.

A todos ustedes, por confiar en nosotros.

**DIANA Y CARLOS**



## ÍNDICE

<b>INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>1</b>
<b>CAPÍTULO I .....</b>	<b>2</b>
<b>MARCO TEÓRICO .....</b>	<b>2</b>
1.1 El acero inoxidable .....	2
1.2 Soldadura de aceros inoxidables .....	4
1.3 Aplicaciones del acero inoxidable.....	7
1.4 La papa .....	8
1.5 Máquinas peladoras de papas .....	8
1.6 Materiales abrasivos .....	10
1.7 Transmisión por correas y poleas .....	11
1.8 Correas en v .....	13
1.9 Poleas.....	14
1.10 Dispositivos tensores .....	16
1.11 Rodamientos .....	17
1.12 Bombas de paletas o aspas .....	19
1.13 Motor eléctrico .....	21
1.14 Filtración de agua con sólidos suspendidos.....	24
<b>CAPÍTULO II .....</b>	<b>28</b>
<b>ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS .....</b>	<b>28</b>
2.1 Método utilizado.....	29
2.2 Análisis y selección de alternativas .....	30
2.3 Sistemas a analizar .....	32
2.4 Resultado general de selección de alternativas .....	55
<b>CAPÍTULO III.....</b>	<b>56</b>
<b>DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS .....</b>	<b>56</b>
3.1 Diseño del sistema de transmisión de potencia .....	56
3.2 Diseño del eje motriz.....	73
3.3 Selección de rodamientos según carga estática y dinámica .....	81
3.4 Comprobación del espesor del material .....	91
3.5 Cálculo de pérdidas en el sistema de bombeo .....	94
<b>CAPÍTULO IV .....</b>	<b>101</b>
<b>CÁLCULO DE COSTOS .....</b>	<b>101</b>
<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>108</b>

<b>RECOMENDACIONES.....</b>	<b>109</b>
<b>LISTA DE REFERENCIAS .....</b>	<b>110</b>
<b>ANEXO A. TABLAS DE DATOS PARA CÁLCULOS DE DISEÑO.....</b>	<b>115</b>
<b>ANEXO B. MANUAL DE INSTALACIÓN, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.....</b>	<b>120</b>
<b>ANEXO C. EXPERIMENTO # 1 .....</b>	<b>125</b>
<b>ANEXO D. EXPERIMENTO # 2 .....</b>	<b>128</b>
<b>ANEXO E. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO .....</b>	<b>132</b>
<b>ANEXO F. FOTOGRAFÍAS DE RESPALDO .....</b>	<b>135</b>
<b>ANEXO G. PLANOS DE DISEÑO .....</b>	<b>156</b>

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1</b> Posiciones en soldadura.....	5
<b>Figura 2</b> Varilla ER308L para soldadura TIG en inoxidables 304 .....	6
<b>Figura 3</b> Aplicaciones del acero inoxidable.....	7
<b>Figura 4</b> Máquina Peladora de papas marca Hobart® .....	9
<b>Figura 5</b> Banda abierta y banda cruzada .....	12
<b>Figura 6</b> Transmisión por correa con múltiples poleas .....	13
<b>Figura 7</b> Correas en V .....	14
<b>Figura 8</b> Polea fija .....	14
<b>Figura 9</b> Polea móvil.....	15
<b>Figura 10</b> Polea para correas en V o trapecial .....	16
<b>Figura 11</b> Plataforma corrediza.....	16
<b>Figura 12</b> Rodillo tensor .....	17
<b>Figura 13</b> Placa oscilante .....	17
<b>Figura 14</b> Partes detalladas de un rodamiento .....	17
<b>Figura 15</b> Clasificación de los rodamientos .....	18
<b>Figura 16</b> Rodamientos de bolas axiales.....	18
<b>Figura 17</b> Rodamiento de bolas radial montaje .....	19
<b>Figura 18</b> Partes de una bomba de paletas o aspas .....	20
<b>Figura 19</b> Bomba de paletas marca COROB® .....	21
<b>Figura 20</b> Partes de un motor eléctrico .....	22
<b>Figura 21</b> Estator motor eléctrico.....	22
<b>Figura 22</b> Diferentes bobinados .....	23
<b>Figura 23</b> Placa de características .....	24
<b>Figura 24</b> Diferentes tipos de chavetas bajo la norma DIN .....	26
<b>Figura 25</b> Tipos de cabezas en elementos roscados.....	27
<b>Figura 26</b> Tipos principales en anillos de retención .....	27
<b>Figura 27</b> Máquinas con material abrasivo .....	33
<b>Figura 28</b> Procedimiento casero del pelado de papas por sosa cáustica. ....	34
<b>Figura 29</b> Máquina peladora térmica con el producto terminado .....	35
<b>Figura 30</b> Ponderación de alternativas del pelado de papas.....	36
<b>Figura 31</b> Geometría de bandas abiertas .....	38
<b>Figura 32</b> Reductores de salida vertical y entrada horizontal .....	39
<b>Figura 33</b> Ponderación de alternativas del sistema de transmisión de potencia .....	40
<b>Figura 34</b> Filtros sencillos de purificación de agua. ....	41
<b>Figura 35</b> Tamiz de acero inoxidable 304.....	42
<b>Figura 36</b> Filtro prefabricado convencional de uso no industrial. ....	43
<b>Figura 37</b> Ponderación de alternativas del sistema de filtración.....	44
<b>Figura 38</b> Descripción gráfica de los abrasivos flexibles. ....	46
<b>Figura 39</b> Descripción gráfica de los abrasivos rígidos y semi-rígidos. ....	47
<b>Figura 40</b> Composición de las herramientas superabrasivos. ....	48
<b>Figura 41</b> Ponderación de alternativas de las herramientas abrasivas .....	49
<b>Figura 42</b> Bomba por paletas o aspas.....	51
<b>Figura 43</b> Bomba centrífuga. ....	52
<b>Figura 44</b> Bomba de engranajes.....	53

<b>Figura 45</b>	Ponderación de alternativas de los sistemas de bombeo .....	54
<b>Figura 46</b>	Selección de correa tipo A26.....	65
<b>Figura 47</b>	Poleas modeladas con los datos de diseño.....	67
<b>Figura 48</b>	Selección de correa A35 .....	69
<b>Figura 49</b>	Poleas modeladas con los datos de diseño.....	72
<b>Figura 50</b>	Modelado complementario para montaje .....	72
<b>Figura 51</b>	Eje motriz modelado.....	74
<b>Figura 52</b>	Momento flector .....	76
<b>Figura 53</b>	Eje motriz modelado.....	82
<b>Figura 54</b>	Representación de rodamientos con medida .....	84
<b>Figura 55</b>	Soporte 2.....	88
<b>Figura 56</b>	Esquema geométrico de la máquina por secciones en 2D acotado. ....	91
<b>Figura 57</b>	Esquema de la longitud de succión y descarga dentro del sistema de bombeo.....	95
<b>Figura 58</b>	Fracción de resistencia a la fatiga.....	116
<b>Figura 59</b>	Imágenes de respaldo del experimento.....	126
<b>Figura 60</b>	Relación entre caudal y velocidad .....	131
<b>Figura 61</b>	Imágenes de respaldo de las pruebas de funcionamiento .....	133

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1</b>	Propiedades generales del acero inoxidable AISI 304 .....	3
<b>Tabla 2</b>	Tamaño de papa .....	8
<b>Tabla 3</b>	Características de los tipos más comunes de correas .....	11
<b>Tabla 4</b>	Método de ponderación .....	29
<b>Tabla 5</b>	Ponderación de alternativas del pelado de papas .....	36
<b>Tabla 6</b>	Ponderación de alternativas del sistema de transmisión de potencia .....	39
<b>Tabla 7</b>	Ponderación de alternativas del sistema de filtración .....	43
<b>Tabla 8</b>	Ponderación de alternativas de las herramientas abrasivas .....	49
<b>Tabla 9</b>	Ponderación de alternativas de los sistemas de bombeo .....	54
<b>Tabla 10</b>	Fórmulas y tabla de datos para transmisión de potencia .....	60
<b>Tabla 11</b>	Ingreso de parámetros de diseño .....	65
<b>Tabla 12</b>	Generación de las propiedades de la correa y poleas .....	66
<b>Tabla 13</b>	Ingreso de parámetros de diseño .....	70
<b>Tabla 14</b>	Generación de las propiedades de la correa y poleas .....	71
<b>Tabla 15</b>	Tipo de materiales selección .....	73
<b>Tabla 16</b>	Valores de cargas .....	74
<b>Tabla 17</b>	Valores de Soportes .....	75
<b>Tabla 18</b>	Resultados .....	75
<b>Tabla 19</b>	Tabla normalizada para dimensionamiento de chavetas .....	81
<b>Tabla 20</b>	Valores calculados de soportes .....	83
<b>Tabla 21</b>	Factores radiales y axiales .....	83
<b>Tabla 22</b>	Fórmulas para cargas .....	86
<b>Tabla 23</b>	Fórmulas para cargas .....	87
<b>Tabla 24</b>	Datos de velocidad de flujo .....	95
<b>Tabla 25</b>	Costo de materia prima .....	102
<b>Tabla 26</b>	Costo de mano de obra directa .....	104
<b>Tabla 27</b>	Costos indirectos .....	106
<b>Tabla 28</b>	Costo de producción .....	106
<b>Tabla 29</b>	Costo de imprevistos .....	107
<b>Tabla 30</b>	Costo de ingeniería .....	108
<b>Tabla 31</b>	Costo final .....	108
<b>Tabla 32</b>	Efecto de la temperatura sobre la tensión del acero .....	115
<b>Tabla 33</b>	Factores de confiabilidad .....	116
<b>Tabla 34</b>	Constantes físicas del acero inoxidable .....	117
<b>Tabla 35</b>	Factor de la condición superficial .....	117
<b>Tabla 36</b>	Constantes físicas del acero inoxidable .....	118
<b>Tabla 37</b>	Factores de servicio para bandas V .....	118
<b>Tabla 38</b>	Ensayos de tensión .....	118
<b>Tabla 39</b>	Tabla de propiedades del agua .....	119
<b>Tabla 40</b>	Tabla con diferente estandarización de pernos .....	119
<b>Tabla 41</b>	Valores de diseño de la rugosidad de tubos .....	120
<b>Tabla 42</b>	Resultados del pelado de papas manual .....	128
<b>Tabla 43</b>	Resultados del experimento .....	131
<b>Tabla 44</b>	Pruebas de pelado de papas .....	133

<b>Tabla 45</b> Pruebas de Funcionamiento .....	134
---	-----

## **RESUMEN**

### **Capítulo I**

Indica globalmente el estudio y recopilación informativa de cada uno de los componentes para el diseño y la construcción de la máquina como son los materiales, equipos y procedimientos a utilizar.

### **Capítulo II**

Plantea alternativas de diseño y selección de componentes en donde se estudia los sistemas que conformarán la máquina; el pelado de papas, el sistema de transmisión de potencia, el sistema de bombeo y reutilización de agua, el sistema de filtrado; para escoger la alternativa que cumpla con las necesidades de la industria y su viabilidad en materia económica.

### **Capítulo III**

Se realiza el diseño mecánico de la máquina, considerando fuerzas, velocidades, potencias, caudal, geometría; para dimensionar y adecuar cada componente, teniendo en cuenta los factores externos para la construcción.

### **Capítulo IV**

Enfocado en un análisis completo de costos directos e indirectos, diseño de planos y construcción; que complementariamente nos indican la inversión en la máquina.

## **ABSTRACT**

### **Chapter I**

Indicates overall the study and information collection, around the components will be part of the machine's construction and design, like materials, equipment and procedures will be used.

### **Chapter II**

Design alternatives and selection of components which takes into the machine's systems like; peeling of potatoes, the power transmission system, the pumping system, the filtration system; then is necessary to choose the best alternative looking for the needs of the industry and its viability in economic matters.

### **Chapter III**

Indicates the mechanical design of the machine, considering the strength, speed, power, flow and geometry; to size and adjust each component, taking account external factors for construction.

### **Chapter IV**

Focused on a comprehensive analysis of direct and indirect costs, design and construction engineering drawings; and analysis all the investment in the machine.



## **INTRODUCCIÓN**

La industria alimenticia ecuatoriana ha ido desarrollando en los últimos años, el procesamiento de alimentos para su comercialización, es así, que surge la necesidad de innovar en los procedimientos antes usados, con la finalidad de reducir los costos de producción y ofertar productos nuevos e innovadores.

La siembra y cosecha de papa, abarca gran parte de la cocina nacional, es por eso que se ha desarrollado el diseño de una máquina peladora de papas, la cual cumple con la función específica de remover la cáscara del tubérculo con ayuda de materiales abrasivos, y además del agua. Por esta razón el diseño cuenta además con un sistema de reutilización de agua con el que se busca ser amigables con el ambiente, cuidando el gasto innecesario del líquido vital.

La máquina peladora de papas con capacidad de 100kg/h, se enfoca no solo en reducir costos y tiempo, sino, en cuidar la inversión de los pequeños productores y comerciantes, con sus características principales que son su forma cilíndrica y versátil; cuenta con tres compartimientos, los cuales son de fácil instalación para su transporte y mantenimiento; ofreciendo seguridad para realizar el trabajo en el menor tiempo y con la mejor calidad.

# **CAPÍTULO I**

## **MARCO TEÓRICO**

Debido a la necesidad de los seres humanos a crear máquinas para reducir el tiempo en realizar tareas de producción, en especial en el área de alimentos y bebidas; se presenta información básica para comprender la necesidad de desarrollo, descripción y funcionamiento de la máquina peladora de papas, así como de los componentes y sistemas que la conforman.

Por aquello, se ha optado por una alternativa la cual, el diseño es acorde a las necesidades de la industria alimenticia, y se orienta a remplazar la tarea manual de pelar papas.

### **1.1 El acero inoxidable**

Descubierto en Francia por casualidad, es resistente a la corrosión por efecto protector de una delgada capa de óxido de cromo en su superficie. Como lo señala el manual de indura s. a: “(...) son aleaciones a base de hierro con bajo contenido de carbono y un mínimo de 11% de cromo.” (Manual Aceros Inoxidables, 2010, p. 13)

Las ventajas del acero inoxidable son:

- Resistencia a la corrosión
- Resistencia a altas y bajas temperaturas
- Resistencia mecánica
- Estética
- Propiedades higiénicas.

Los aceros inoxidable se dividen en:

### 1.1.1 Austeníticos

De acuerdo al manual de industria s. a: “Su contenido de cromo varía entre los 15-32% y de níquel es del 8-37% aproximadamente, son de excelente soldabilidad, maleabilidad y ductilidad. Son los aceros AISI 300.” (Manual Aceros Inoxidables, 2010, p. 18)

La siguiente tabla indica las propiedades del AISI 304 de uso alimenticio:

**Tabla 1** Propiedades generales del acero inoxidable AISI 304

<b>Propiedades Eléctricas</b>	
Resistividad Eléctrica ( $\mu\text{Ohmcm}$ )	70-72
<b>Propiedades Físicas</b>	
Densidad ( $\text{g cm}^{-3}$ )	7,93
Punto de Fusión ( C )	1400-1455
<b>Propiedades mecánicas</b>	
Alargamiento ( % )	<60
Dureza Brinell	160-190
Módulo de Elasticidad ( GPa )	190-210
Resistencia a la Tracción ( MPa )	460-1100
<b>Propiedades Térmicas</b>	
Coeficiente de Expansión Térmica @20-100C ( $\times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ ) 18,0	
Conductividad Térmica a 23C ( $\text{W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ )	16,3

**Fuente:** (Goodfellow, 2008-2015, p. 1)

### **1.1.2 Ferríticos**

De acuerdo al manual de indura s. a: “Conocidos como los aceros inoxidables de cromo directo. Su contenido de cromo varía entre 10.5% y el 30%, pero con bajo contenido de carbono. Son los aceros AISI 405, 430, 442 y 446.” (Manual Aceros Inoxidables, 2010, p. 19)

### **1.1.3 Martensíticos**

De acuerdo al manual de indura s. a: “Moderada resistencia a la corrosión, no contienen más de 14% de cromo y 0% de níquel, con una cantidad de carbono para el endurecimiento. Son los aceros AISI 410, 416, 420, 431, 501 y 502.” (Manual Aceros Inoxidables, 2010, p. 20)

## **1.2 Soldadura de aceros inoxidables**

Para la soldadura de aceros inoxidable es importante mantener el área a soldar libre de suciedad e impurezas, para evitar la entrada de partículas de carbón; es recomendable usar electrodos bajos en carbón, que contengan máximo 0,03%.

Existen diferentes posiciones de soldadura:

#### **Soldaduras planas**

El electrodo debe sostenerse a un ángulo de  $15^\circ$  con el extremo superior inclinado en el sentido del avance. Se debe mantener un arco tan corto como sea posible.

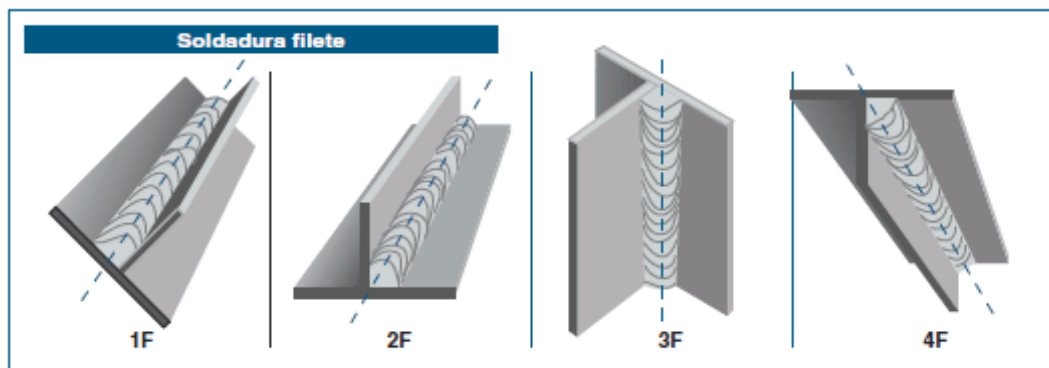
#### **Soldaduras verticales**

El electrodo se mantendrá perpendicular a la placa, usando una ligera oscilación en el cordón de raíz.

#### **Soldadura sobre cabeza**

El depósito se debe hacer con cordones rectos y un arco corto. Se debe evitar la oscilación. (Mauricio Ibarra Echeverría, 2010, p. 31)

**Figura 1** Posiciones en soldadura



**Fuente:** (Mauricio Ibarra Echeverría, 2010, p. 15)

### **1.2.1 Procedimiento de soldadura TIG para aceros inoxidable**

La soldadura TIG, pertenece al proceso GTAW; usa gas tungsteno y se caracteriza por ser un tipo especial de soldadura, ya que posee un electrodo no consumible o permanente.

Para los aceros inoxidable de uso alimenticio, la varilla AWSER308 L describe:

Varilla con bajo contenido de carbono para soldar acero inoxidable con proceso TIG. El bajo contenido de carbono en el metal de aporte (0,03 máximo), disminuye la posibilidad de precipitación de carburos e incrementa la resistencia a la corrosión intergranular sin el uso de estabilizadores tales como columbio y titanio.

Adecuado para uso de aceros inoxidable que contienen 16-21% Cr, 8-13% Ni, aceros estabilizados y no estabilizados (302, 304, 304L, 304LN, 308, 321, 347). (Echeverría & S.A, 03-2010, p. 59)

**Figura 2** Varilla ER308L para soldadura TIG en inoxidable 304



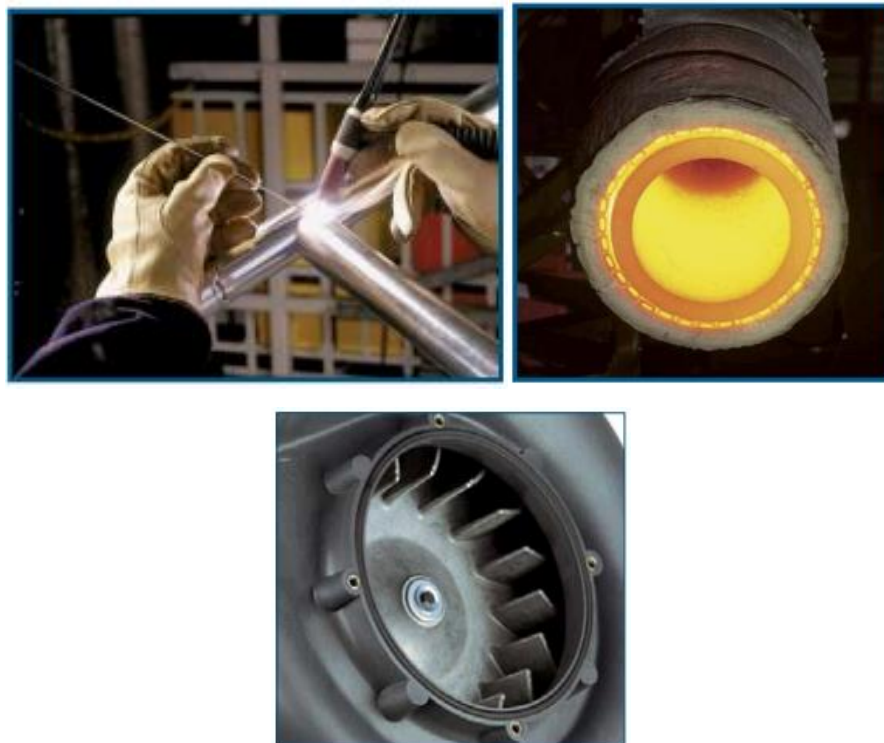
**Fuente:** (INDURA S.A, 2010, p. 1)

### 1.3 Aplicaciones del acero inoxidable

Entre las aplicaciones generales de los aceros inoxidables austeníticos, ferríticos y martensíticos se encuentran:

- Equipos químicos, alimenticios y médicos.
- Adornos arquitectónicos y automotrices.
- Tanques de ácido nítrico y de agua caliente.
- Aspas de turbinas.
- Carcazas de bombas.
- Utensilios de cocina e instrumentos quirúrgicos.
- Ejes, pernos, arandelas.

**Figura 3** Aplicaciones del acero inoxidable



**Fuente:** (Manual Aceros Inoxidables, 2010, págs. 18-20)

## 1.4 La papa

De acuerdo a la terminología del Instituto Ecuatoriano de Normalización en la norma técnica INEN 1 516, manifiesta:

**3.1 Papa.** Tubérculo de tallo subterráneo ensanchado y modificado para el almacenamiento del almidón, proveniente de la planta *Solanum Tuberosum* L.

**3.3 Papa madura.** Tubérculo proveniente de plantas que han alcanzado su ciclo vegetativo o su desarrollo normal fisiológico y cuya epidermis no se desprende fácilmente por métodos ordinarios de manejo.

**3.4 Papa limpia.** Tubérculo libre de tierra u otras impurezas adheridas al tubérculo o sueltas dentro del envase y que contiene hasta un 2% de impurezas. (INEN, 2012-2014, p. 1)

La clasificación de la papa destinada a la alimentación se especifica en la siguiente tabla:

**Tabla 2** Tamaño de papa

TIPO	DIÁMETRO EN mm
De primera	65 en adelante
De segunda	45-64
De tercera	30-44
De cuarta	10-29

**Fuente:** (INEN, 2012-2014, p. 2)

## 1.5 Máquinas peladoras de papas

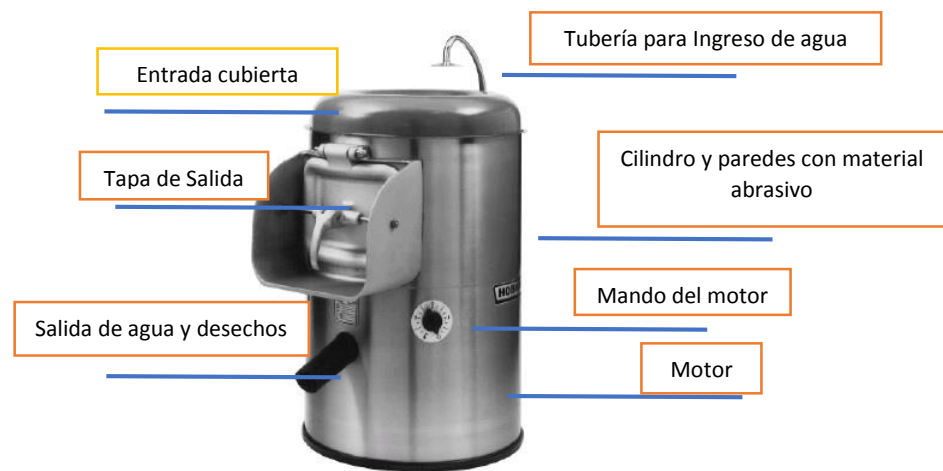


Existen diferentes tipos y capacidades de las existentes máquinas peladoras de papa. En la industria se destacan las de eje vertical, y de capacidades que varían entre 8 a 25 kg por cada parada.

Por ser de uso alimenticio las peladoras de papas, son fabricadas en acero inoxidable lo cual no solo protege al tubérculo de agentes contaminantes, es además de fácil limpieza externa e interna.

Los elementos básicos que las conforman se indican en la siguiente figura:

**Figura 4** Máquina Peladora de papas marca Hobart®



**Fuente:** (HOBART DAYTON MEXICANA, 2012)

### 1.5.1 Funcionamiento de la máquina peladora de papas diseñada

La carcasa de acero inoxidable aloja a todos los componentes, entre ellos el disco cubierto de material abrasivo, que se impulsa por un eje vertical, el cual recibe movimiento por medio de un sistema de transmisión que se adapta a un motor eléctrico.

El tubérculo y el disco al iniciar el movimiento, generan un rozamiento; lo cual permite que la cáscara se separe, y por medio del agua se limpie el tubérculo. El agua y la cáscara al pasar por un sistema de filtros, permiten que el agua se almacene sin desechos en el reservorio, para su posterior reutilización.

### **1.5.2 Ventajas de la máquina peladora de papas diseñada**

- Capacidad industrial de 100kg/h.
- Montaje del disco de manera fácil, segura y confiable.
- Baja en vibraciones.
- Desmontable.
- Fácil limpieza y mantenimiento general.
- Sistema de reutilización de agua.
- Entrada de agua independiente para el reservorio.

## **1.6 Materiales abrasivos**

Los materiales abrasivos se utilizan para acciones mecánicas como: triturado, corte, pulido, amolado, entre otras. La ANFA los define como:

Son materiales que por su extrema dureza y estructura son capaces de producir por acción mecánica, un desgaste sobre materiales menos duros.

Pueden presentarse en polvo, líquidos, mixtos, aglutinados con productos de resinas sintéticas, aleaciones metálicas y/o montados en soportes flexibles, rígidos, oscilantes y/o giratorios. (Asociación Nacional de Fabricantes Abrasivos ANFA, 2004, p. 2)

Entre las propiedades fundamentales se indica las siguientes:

### **La dureza**

Se define como la oposición que ofrecen los materiales a alteraciones como la penetración, la abrasión, el rayado, etc. por otro material.

**La escala de Mohs**

Es una relación de 10 minerales ordenados por su dureza, de mayor a menor. Con dureza 10 sitúa el Diamante, 9,6 el Carburo de Silicio, 9,2 el Corindón (Óxido de Aluminio), a los que siguen el Esmeril, Granate, etc hasta llegar al Talco con dureza 0.

**La friabilidad**

Es la capacidad de los granos abrasivos para romperse y auto-afilarse bajo tensión. Es un factor muy importante en su funcionamiento ya que a una mayor friabilidad, una mayor capacidad de producir nuevas aristas cortantes.

**La tenacidad**

Mide la capacidad de los abrasivos para resistir al desgaste.

**La capacidad de corte**





Las rayas producidas por el mineral sobre una superficie dependen, en gran medida, de lo afiladas que sean las aristas del mineral. (Asociación Nacional de Fabricantes Abrasivos ANFA, 2004, p. 3)

## **1.7 Transmisión por correas y poleas**

Este tipo de transmisiones consta de colocar una correa con tensión en dos poleas; una motriz y otra movida. En el movimiento la correa transmite energía por medio del rozamiento de correas y poleas.

Existen diferentes tipos de correas las cuales poseen características únicas y que son de gran utilidad para la transmisión de potencia, como se especifica en la siguiente figura:

**Tabla 3** Características de los tipos más comunes de correas

Tipo de banda	Figura	Unión	Intervalo de tamaños	Distancia entre centros
Plana		Si	$t = \begin{cases} 0.03 \text{ a } 0.20 \text{ pulg} \\ 0.75 \text{ a } 5 \text{ mm} \end{cases}$	No hay límite superior
Redonda		Si	$d = \frac{1}{8} \text{ a } \frac{1}{4} \text{ pulg}$	No hay límite superior
Tipo V		Ninguna	$b = \begin{cases} 0.31 \text{ a } 0.91 \text{ pulg} \\ 8 \text{ a } 19 \text{ mm} \end{cases}$	Limitada
De sincronización		Ninguna	$p = 2 \text{ mm y mayor}$	Limitada

Fuente: (Keith, Octava edición, p. 860)

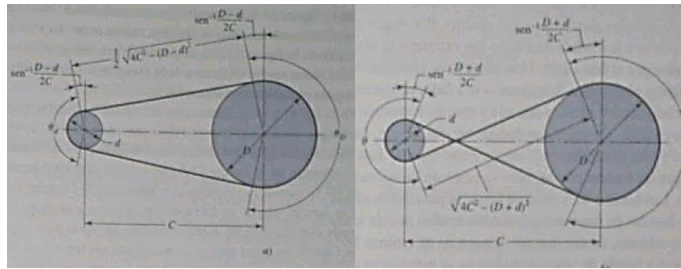
### 1.7.1 Transmisión por correa abierta y cruzada

La transmisión abierta y cruzada, se caracteriza por: “En este caso la tensión es tal que la holgura o colgadura es visible cuando la banda está en operación.” (Keith, Octava edición, p. 860)

### 1.7.2 Transmisión por correa con múltiples poleas

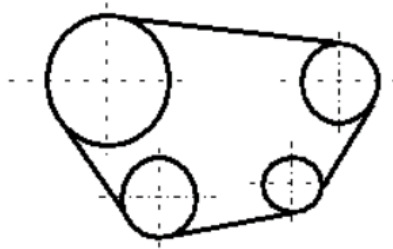
La transmisión por correas con múltiples poleas “Se emplea para transmitir el par desde un árbol a otros árboles dispuestos paralelamente. Las poleas pueden estar, con relación a la correa, con un montaje interior o combinado (admisible con perfiles simétricos).” (Universidad Carlos III de Madrid; Higinio Rubio Alonso, 2015, p. 19)

**Figura 5** Banda abierta y banda cruzada



**Fuente:** (Keith, Octava edición, p. 861)

**Figura 6** Transmisión por correa con múltiples poleas



**Fuente:** (Cristi, 2003)

## 1.8 Correas en v

Las caracteriza su sección transversal que es un trapecio; esta forma aumenta las fuerzas de fricción entre la correa y las poleas.

Las correas en V se fabrican en tela y refuerzo de cordón, generalmente de algodón o nylon, y se impregnan de caucho. Se usan con poleas de distancias entre centros más cortas.

Son las de mayor utilidad en la industria por su adaptabilidad a cualquier tipo de transmisión y existe gran variedad para diferentes aplicaciones.

### **Ventajas:**

- Son de larga duración.
- Facilidad de instalación, remoción y mantenimiento.
- Gran desempeño a altas velocidades.
- Económicas y existentes en cualquier mercado nacional o internacional.

- Limitación de vibraciones.

#### **Desventajas:**

- Su uso no es considerado para velocidades sincrónicas.
- Su diseño y fabricación tienen mediciones estándar.

**Figura 7** Correas en V



**Fuente:** (Provecuador, 2014)

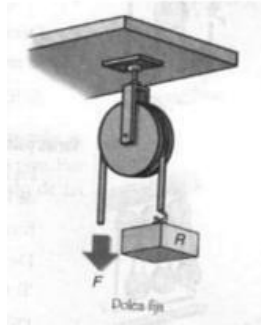
### **1.9 Poleas**

Elemento mecánico de forma circular con uno o más canales en su periferia, por los cuales pasaran bandas o cuerdas para transmitir una fuerza. Existen poleas fijas y poleas móviles.

#### **1.9.1 Polea fija**

Elemento que gira alrededor de un eje centrado fijo, la cual consiste en colocar un peso en uno de los extremos de la cuerda, realizando una fuerza del otro lado para generar movimiento.

**Figura 8** Polea fija

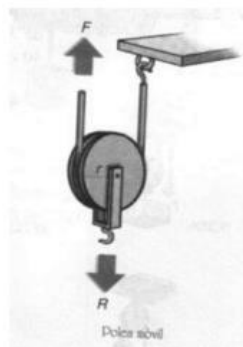


**Fuente:** (Cristi, 2003, p. 9)

### 1.9.2 Polea móvil

Se caracteriza principalmente por su posición, la cual consiste en el apoyo de la polea sobre la cuerda, lo cual distribuye el peso del objeto colgante entre los dos lados así como el incremento de la fuerza realizada.

**Figura 9** Polea móvil



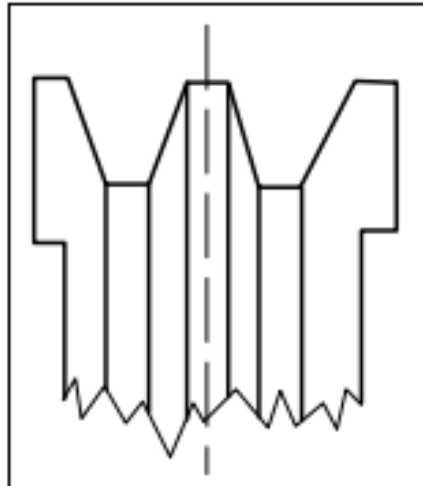
**Fuente:** (Cristi, 2003, p. 11)

### 1.9.3 Poleas para correas en V

Los canales de las poleas son contruidos según los diferentes tipos de correas o cuerdas. “Las poleas para correas trapeciales son acanaladas y cuando son pequeñas se construyen en una sola pieza (...)” (Reis, 2015, p. 65).

Sus dimensiones se encuentran normalizadas para diferentes tamaños de correas.

**Figura 10** Polea para correas en V o trapecial



**Fuente:** (Reis, 2015, p. 66)

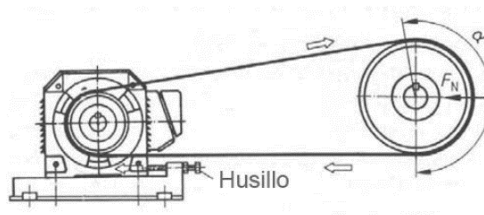
### 1.10 Dispositivos tensores

Al instalar una o más correas, se encuentran expuestas a una fuerza de rozamiento; es indispensable que se encuentren tensadas para la transmisión adecuada de potencia.

Existen diferentes dispositivos para la tensión adecuada de las correas, como se indica a continuación:

- Plataforma corrediza

**Figura 11** Plataforma corrediza

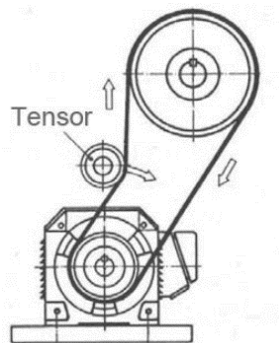


**Fuente:** (Reis, 2015)



- Rodillo tensor exterior

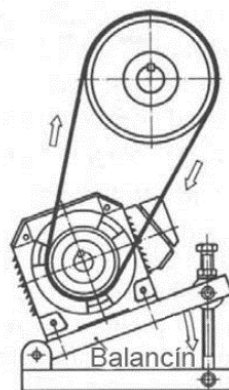
**Figura 12** Rodillo tensor



**Fuente:** (Reis, 2015)

- Placa oscilante

**Figura 13** Placa oscilante

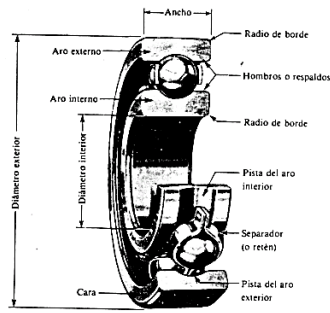


**Fuente:** (Reis, 2015)

## 1.11 Rodamientos

Elementos mecánicos de dimensiones normalizadas, diseñados y contruidos para soportar cargas radiales, axiales, o combinadas. “Las cuatro partes principales de un rodamiento son: Aro externo, Aro interno, Elementos rodantes y separador.” (Badiola, 2004, p. 93)

**Figura 14** Partes detalladas de un rodamiento

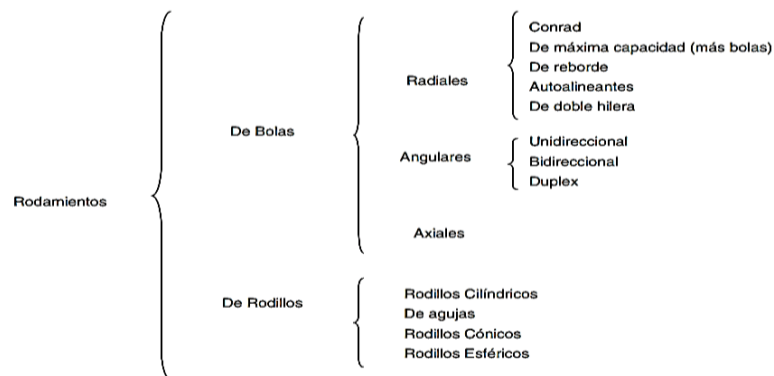


**Fuente:** (Badiola, 2004, p. 93)

### 1.11.1 Clasificación de los rodamientos

Los rodamientos se clasifican en:

**Figura 15** Clasificación de los rodamientos

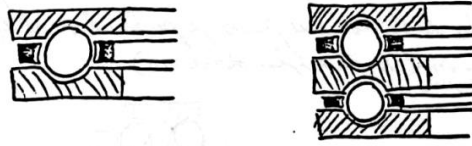


**Fuente:** (Badiola, 2004, p. 94)

### 1.11.2 Rodamientos de bolas axiales

Elementos diseñados para resistir cargas relativamente altas a velocidades medias en la misma dirección del eje. Son desmontables y existen en gran variedad. Su aplicación principal es en ejes verticales.

**Figura 16** Rodamientos de bolas axiales

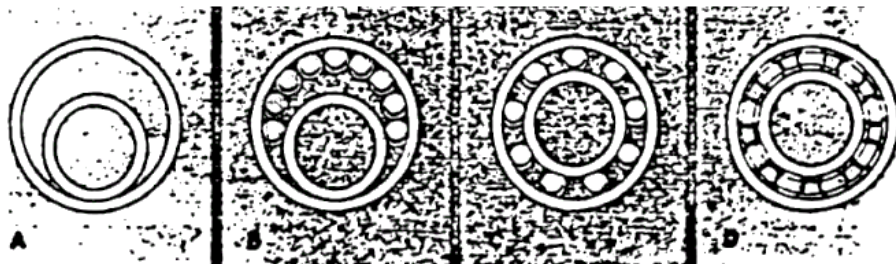


**Fuente:** (Badiola, 2004, p. 97)

### 1.11.3 Rodamientos de bolas radiales

Elemento diseñado para resistir cargas de forma perpendicular al eje. Se utilizan para aplicaciones de alta velocidad y en muchas ocasiones para aumentar su capacidad máxima, se aumentan el número de bolas.

**Figura 17** Rodamiento de bolas radial montaje



**Fuente:** (Badiola, 2004, p. 95)

### 1.12 Bombas de paletas o aspas

La característica principal es la de variar el flujo volumétrico, al incrementar la velocidad en el rotor del equipo. Se utiliza además para potencia en el flujo; debido a su rotor excéntrico; el mismo que hace desplazar un conjunto de aspas que giran dentro de una carcasa.

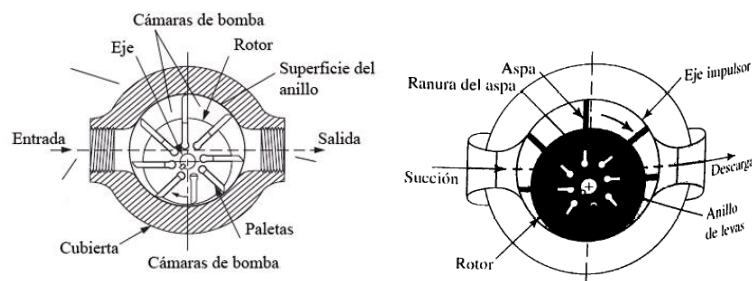
Las bombas de aspas de desplazamiento variable son capaces de entregar desde cero hasta el flujo volumétrico máximo, cuando varían

la posición del rotor respecto del anillo de levas y la carcasa. La selección de la entrega variable es manual, eléctrica, hidráulica o neumática, para adecuar el rendimiento de la unidad de potencia de fluido a las necesidades del sistema que se opera (...) (Mott, Mecánica de Fluidos, 2006, pág. 387)

### 1.12.1 Partes de una bomba de paletas

- Cavity de entrada
- Cavity de salida
- Anillo
- Cuerpo de la bomba
- Paletas
- Eje
- Rotor
- Carcasa

**Figura 18** Partes de una bomba de paletas o aspas



**Fuente:** (Mott, Mecánica de Fluidos, 2006, p. 386) (HIDRA-MAQ, 2010)

### 1.12.2 Ventajas y Aplicaciones

- Accionamiento mecánico por medio de un eje.
- Mantenimiento sencillo y económico
- Bombea tantos fluidos de baja como de alta viscosidad.
- Mantiene el caudal sin necesidad de variar la velocidad.
- Pequeñas dimensiones de fácil adaptabilidad.
- Transferencia de fluidos para la industria petrolera, química, textil, refrigeración.

- Rotación bidireccional.
- Velocidad de trabajo variable.
- Condiciones del lado de succión y descarga iguales.
- Costo de operación nulo.
- Varias posiciones de operación.

**Figura 19** Bomba de paletas marca COROB®



**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

### 1.13 Motor eléctrico

Máquina diseñada y construida, para transformar energía eléctrica en energía mecánica. Existen diferentes tipos de motores eléctricos como se indica a continuación:

**Motores de corriente continua:** Son motores de costo más elevado y, además de eso, precisan una fuente de corriente continua, o un dispositivo que convierta la corriente alterna común en continua. Pueden funcionar con velocidad ajustable, entre amplios límites y se prestan a controles de gran flexibilidad y precisión.

**Motores de corriente alterna:** Son los más utilizados, porque la distribución de energía eléctrica es hecha normalmente en corriente alterna. Los principales tipos son:

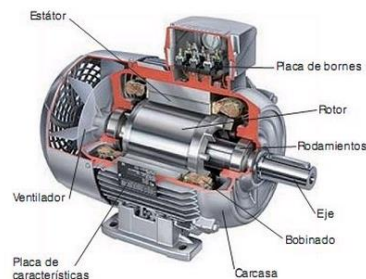
**Motor síncrono:** Funciona con velocidad fija, o sea, sin interferencia del deslizamiento; utilizado normalmente para grandes potencias.

**Motor de inducción:** Funciona normalmente con una velocidad constante, que varía ligeramente con la carga mecánica aplicada al eje. Debido a su gran simplicidad, robustez y bajo costo, es el motor más utilizado de todos, siendo adecuado para casi todos los tipos de máquinas accionadas, encontradas en la práctica. Actualmente es posible el control de la velocidad de los motores de inducción con el auxilio de convertidores de frecuencia. (WEG, 2014, p. 6)

### 1.13.1 Partes de un motor eléctrico

Un motor eléctrico siendo una máquina de transformación de energía, se conforma de los siguientes elementos:

**Figura 20** Partes de un motor eléctrico



**Fuente:** (Rega & Rontomé, 2011)

**Estator:** Elemento estático básico para el movimiento magnético de rotación. Constituido por láminas de acero que permiten el magnetismo hacia los polos norte y sur.

**Figura 21** Estator motor eléctrico



**Fuente:** (Rega & Rontomé, 2011)

**Rotor:** Elemento móvil, que se encarga de transformar la energía eléctrica en mecánica, constituido por láminas de acero. Existen tres tipos básicos de rotores:

- Ranurados
- Polos Salientes
- Jaula de Ardilla

**Bobinado:** Consiste de dos devanados en el estator:

**Devanado principal.-** Se forma por un conductor grueso y espiras, que se alojan en la parte inferior de las ranuras del estator.

**Devanado auxiliar.-** Se forma por un número reducido de espiras, que se alojan en la parte superior de las ranuras del estator.

**Figura 22** Diferentes bobinados



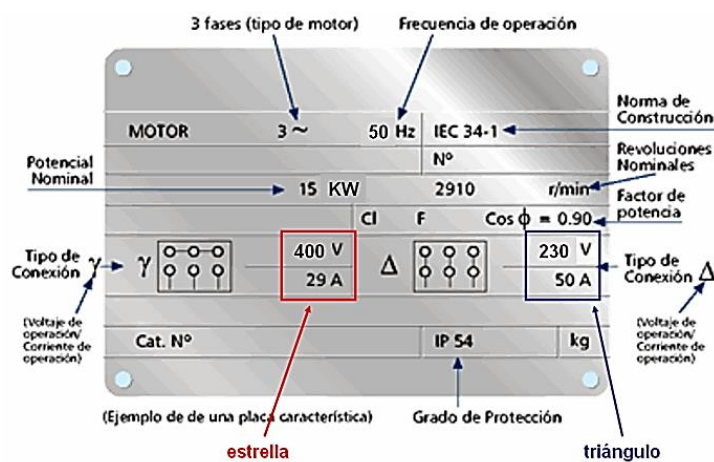
**Fuente:** (Rega & Rontomé, 2011)

**Carcasa:** Elemento que cubre y protege los elementos internos del motor como son el estator, el rotor, los rodamientos, el ventilador, entre otros. Existe en diferentes diseños, como se indica a continuación:

- Cerrada
- Abierta
- Sumergibles
- A prueba de explosiones
- A prueba de goteo

**Placa de características:** Todo motor posee una placa con sus datos de diseño, los cuales son legibles y se encuentran en el idioma correspondiente al país donde serán distribuidos. La placa de características se fabrica en acero inoxidable y con la información grabada en la misma. Es importante que este en un lugar visible del motor y bien sujeta, por ser información indispensable para la selección de los motores.

**Figura 23** Placa de características



**Fuente:** (Rega & Rontomé, 2011)

## 1.14 Filtración de agua con sólidos suspendidos

Filtración es la separación de sólidos suspendidos, tierra o arena, del fluido por medio de materiales porosos, que se compactan en una carcasa; se fabrican en plástico, cerámica, acero inoxidable, materiales compuestos e incluso construidos en concreto, y reciben el nombre de filtros.

### 1.14.1 Filtros de presión



Este tipo de filtración se utiliza generalmente para piscinas; es un sistema completamente hermético que por medio de un sistema de bombeo añade presión a la unidad cerrada. Este sistema de filtración puede ser completamente automatizado.

#### **1.14.2 Filtros sencillos**

Conjunto armado de porta filtros y cartuchos de dimensiones variadas; de fácil limpieza, cambio y mantenimiento.

#### **1.14.3 Tamizar lo real**

Es la manera convencional de preparar un filtro, semejante a un tamiz o cernidero; de tal manera que, el tamaño de los poros del material filtrante será proporcional al tamaño del sedimento que separará el tamiz de fluido.

#### **1.14.5 Medios filtrantes**

- Arena
- Carbón activado
- Alúmina Activada (AA)
- Arena Verde de Manganeso

### **1.15 Elementos de sujeción mecánica**

#### **1.15.1 Chavetas**

Accesorios mecánicos desmontables e indispensables para impedir el movimiento individual de elementos mecánicos. Se clasifican por su posición en:

- **Longitudinales:** Se utilizan para ejes sometidos a torsión, con poleas, frenos, engranajes como accesorios. No están diseñados para esfuerzos alternativos y se encuentran normalizadas por DIN-6680, ISO y ASME.
- **Transversales:** Se utilizan para vástagos sometidos a esfuerzos de tracción. Tienen mayor inclinación que las longitudinales debido a su desmontaje.

**Figura 24** Diferentes tipos de chavetas bajo la norma DIN



**Fuente:** (Ramones, 2014)

### 1.15.2 Sujetadores roscados: Pernos

Accesorios roscados estandarizados que se fabrican en materiales como el acero inoxidable, acero galvanizado, acero al carbono, entre otros; permiten la sujeción de superficies o elementos mecánicos que necesitan ser totalmente desmontables, y que al mismo tiempo deben permanecer unidos durante el funcionamiento normal de elemento.

**Figura 25** Tipos de cabezas en elementos roscados



**Fuente:** (Ramones, 2014)

### 1.15.3 Anillos seegers

Accesorios elásticos conocidos como anillos de retención, que tienen la finalidad de evitar el deslizamiento de la pieza a sostener. Existen diferentes tipos de anillos de retención y están hechos de diferentes materiales como el acero al carbono y el acero inoxidable.

Los anillos de retención son fabricados bajo normas y estándares, para su fácil selección e implementación, lo cual ahorra tiempo y dinero en diseños complejos.

**Figura 26** Tipos principales en anillos de retención



#### **Anillos de Retención Sección Cónica**

Los anillos de sección cónica hacen contacto uniforme con la ranura, con un espacio en medio de las orejas.



#### **Anillos de Retención Sección Constante**

Los anillos de retención son omitidos cuando se instalan en la ranura, haciendo tan solo tres puntos de contacto como esta ilustrado.



#### **Anillos de Retención en Espiral**

Los anillos de retención hacen una conexión de 360° con la ranura.

**Fuente:** (Rotor Clip Company, INC., 2010, p. 4)

## **CAPÍTULO II**

### **ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS**

En el presente capítulo se incluirá los parámetros fundamentales de diseño, en los cuales se aprenderá sobre las diferentes alternativas con el propósito de analizar su desempeño así como las ventajas y desventajas existentes; al establecer los requerimientos para un diseño óptimo y una adecuada construcción.

Al seleccionar una alternativa, es de notable importancia el estudiar cada sistema, proceso y procedimiento; que envuelve el diseño de la máquina.

Por lo que, en la búsqueda de soluciones para cada necesidad, se presenta un análisis comparativo de todos los sistemas involucrados en la máquina, los cuales brindarán información importante para su posterior selección.

## **2.1 Método utilizado**

Al estudiar las opciones para cubrir todos los requerimientos de la máquina, se plantea un modelo de ponderación, en donde se toma el valor más alto como la opción adecuada y recomendada para el diseño y construcción de la máquina, y el valor más bajo, como la opción menos apropiada.

En la siguiente tabla se muestra la ponderación a utilizar; al tomar el menor valor como inadecuado, y el mayor valor como muy satisfactorio, en una escala del 0 al 10.

**Tabla 4** Método de ponderación

DESCRIPCIÓN	PONDERACIÓN
-------------	-------------

<b>Inadecuado</b>	0-2
<b>Adecuado</b>	3-5
<b>Satisfactorio</b>	6-8
<b>Muy Satisfactorio</b>	9-10

**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

## **2.2 Análisis y selección de alternativas**

Con el propósito de cumplir los objetivos y seleccionar la mejor alternativa, se consideran los siguientes parámetros:

- ✓ Confiabilidad y Seguridad
- ✓ Requerimientos del mercado
- ✓ Funcionamiento
- ✓ Materiales para la construcción
- ✓ Incorporación de sistemas de velocidad y control
- ✓ Movilidad y Peso
- ✓ Mantenimiento
- ✓ Costo

### **2.2.1 Confiabilidad y seguridad**

La importancia de estos factores recae sobre la necesidad de que la máquina pueda ser operada sin riesgo alguno, sabiendo que en todo momento cumplirá con el objetivo primordial de pelar papas de la mejor manera.

### **2.2.2 Requerimientos del mercado**

Es ineludible considerar las necesidades del medio y cumplir con todos los requerimientos propuestos.

### **2.2.3 Funcionamiento**

Nos permite analizar de qué forma las alternativas a presentar, influirá en el desempeño de la máquina; sus sistemas, partes y accesorios.

#### **2.2.4 Materiales para la construcción**

Evalúa los materiales existentes en el mercado que estén calificados para uso alimenticio, los cuales serán seleccionados para la adecuada construcción de la máquina, así como para el correspondiente acople con todos los elementos y accesorios.

#### **2.2.5 Incorporación de sistemas de velocidad y control**

Selecciona, estudia y analiza; la incorporación de los sistemas más adecuados para el correcto desempeño de la máquina.

#### **2.2.6 Movilidad y peso**

Se debe considerar estos dos factores como muy importantes, no solo para el traslado y facilidad al momento de operar la máquina, sino además se debe evitar grandes esfuerzos o incomodidades.

#### **2.2.7 Mantenimiento**

Analiza los desafíos a los cuales el operador podrá enfrentarse al momento de realizar el mantenimiento.

#### **2.2.8 Costo**

Importante factor a considerar, para el diseño y la construcción de la máquina.

## **2.3 Sistemas a analizar**

- Proceso de Pelado de Papas
- Sistema de transmisión
- Sistema de filtración
- Herramientas abrasivas
- Sistema de bombeo

### **2.3.1 Procesos de pelado de papas**

El pelado de papas consiste en la remoción de la cáscara o tejido externo del producto a procesar, por ende, se define las siguientes alternativas:

- **Alternativa A: Pelado abrasivo**
- **Alternativa B: Pelado químico**
- **Alternativa C: Pelado térmico**

#### **2.3.1.1 Alternativa a: pelado abrasivo**

El pelado abrasivo, consiste en la remoción del tejido adherido al tubérculo el cual se encuentra directamente en contacto con el material abrasivo (silicio, carbono, etc.), el contacto con el material abrasivo, permite desprender la cáscara del producto con la ayuda de un aspergeo de agua para la limpieza de hollejo de la papa.

**Ventajas:**



- Tiempo reducido en el proceso.
- Bajo costo de operación.
- Remoción uniforme de la cáscara.
- Aprovechamiento del alimento.

#### **Desventajas:**

- El tiempo debe ser exacto, caso contrario, provocará un desperdicio considerable de alimento.
- Elevado consumo de agua.
- La selección del tamaño del tubérculo debe ser uniforme, de lo contrario se obtendrá un pelado disparejo.

**Figura 27** Máquinas con material abrasivo



**Fuente:** (ITALYMA, s.f.)

#### **2.3.1.2 Alternativa b: pelado químico**

El pelado químico es la inmersión de la papa en sosa cáustica (NaOH) en porcentajes finamente proporcionados (en base a la materia prima puede llegar a concentraciones del 15%), la acción de la sosa caustica sobre el tubérculo es desintegrar y desprender el tejido externo que se encuentra adherido, para posterior baño de agua donde se obtiene el total desprendimiento de la cáscara.

#### **Ventajas:**

- Muy versátil para el pelado de materia prima irregular.
- Se obtiene un aspecto atractivo del producto, liso y brillante.
- Enfocado a la calidad del producto, frente a los métodos mecánicos y convencionales de pelado de papa, el pelado químico permite un desprendimiento uniforme del tejido del tubérculo, de tal manera, se evita el desperdicio de alimento del producto.

#### **Desventajas:**

- La inmersión de los productos por sosa cáustica provoca un impacto ambiental significativo debido a que los productos vertidos tienen un pH elevado.
- Si no se controlan los tiempos, ni la concentración de (NaOH), se puede echar a perder el producto.
- Se requiere infraestructura especializada y costosa para su aplicación.

**Figura 28** Procedimiento casero del pelado de papas por sosa cáustica.



**Fuente:** (Laban, 2012)

#### **2.3.1.3 Alternativa c: pelado térmico**

Por medio de un corto tiempo de exposición al vapor (aproximadamente 15-30 segundos), se logra un resquebrajamiento del tejido de la papa sin ninguna alteración al alimento o almidón de la materia prima y por medio de chorros de agua se obtiene el total desprendimiento de la cascara.

#### **Ventajas:**

- Se pela materia prima con productos no tan homogéneos.
- Versatilidad cuando la cáscara no sea tan gruesa.

#### **Desventajas:**

- Debe controlarse rigurosamente el tiempo de exposición con el vapor, caso contrario, el producto sufrirá daños por calentamiento.
- Se requiere personal especializado para su ejecución.
- Es necesario un lugar con alta tecnología para su desarrollo.

**Figura 29** Máquina peladora térmica con el producto terminado



**Fuente:** (Sevilla, 2004)

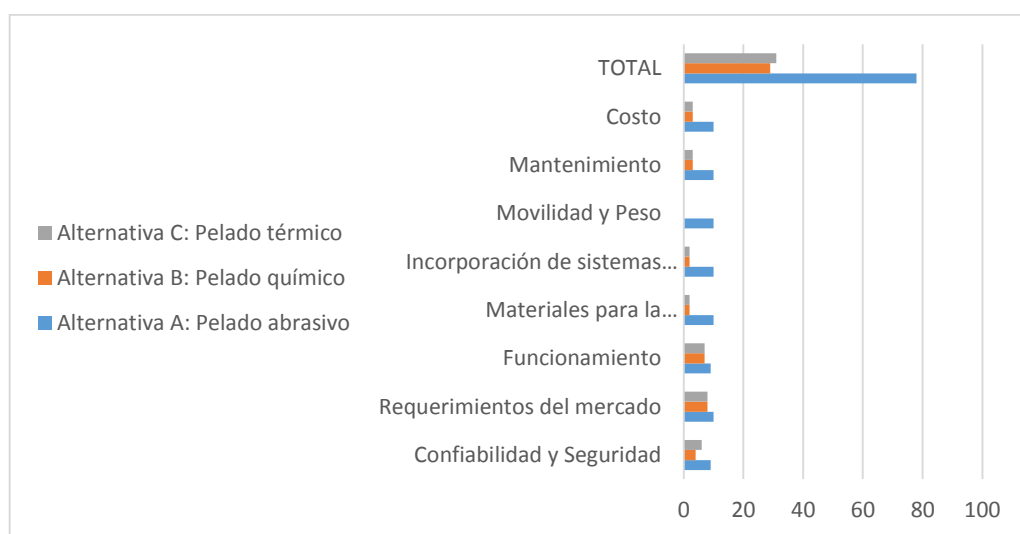
La siguiente tabla muestra la ponderación de las alternativas, evaluando cada parámetro con la finalidad de seleccionar la mejor opción para el proceso de pelado de papas.

**Tabla 5** Ponderación de alternativas del pelado de papas

Parámetros	Alternativa		
	A: Pelado abrasivo	B: Pelado químico	C: Pelado térmico
Confiabilidad y Seguridad	9	4	6
Requerimientos del mercado	10	8	8
Funcionamiento	9	7	7
Materiales para la construcción	10	2	2
Incorporación de sistemas de velocidad y control	10	2	2
Movilidad y Peso	10	0	0
Mantenimiento	10	3	3
Costo	10	3	3
<b>TOTAL</b>	<b>78</b>	29	31

Elaborado por: Diana Mena y Carlos Jácome

**Figura 30** Ponderación de alternativas del pelado de papas



Elaborado por: Diana Mena y Carlos Jácome

### **2.3.2 Sistema de transmisión de potencia**

Se analizan dos opciones dentro de los sistemas de transmisión, en donde se selecciona la mejor alternativa para el diseño.

- **Alternativa A: Transmisión mediante bandas y poleas**
- **Alternativa B: Transmisión por motorreductor**

#### **2.3.2.1 Alternativa a: transmisión mediante bandas y poleas**

Este tipo de transmisión es efectiva, y capaz de transmitir grandes esfuerzos al tener una mayor superficie de fricción. Este mecanismo de transmisión mecánico, consta de un árbol motriz, el cual se encarga de transmitir el movimiento, y un árbol movido, el cual lo recibe.

El sistema por correas abierta se emplea cuando los ejes son paralelos y su giro es en el mismo sentido.

#### **Ventajas:**

- No requieren lubricación.
- Funcionamiento silencioso.
- Se puede emplear para largas distancias entre centros.
- La alineación de los ejes requiere menor exactitud.
- Diseño fácil y económico.

#### **Desventajas:**

- Abarca grandes dimensiones exteriores.

- Pérdidas de potencia por fricción debido a las grandes cargas sobre los árboles y los apoyos.
- Baja vida útil.

### 2.3.2.2 Alternativa b: transmisión por motorreductor

Se emplean para transmitir fuerzas entre un motor primario y una máquina impulsada. Su característica principal es la de modificar la fuerza lo que conlleva a una reducción de la velocidad. “Entre los reductores existen los de tornillo sin-fin, los cuales tienen salidas verticales y entradas horizontales.”(Nieto, s.f)

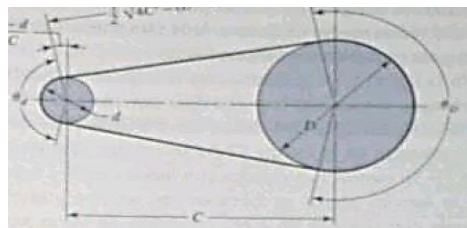
#### Ventajas:

- Transmisión constante e independiente de la carga.
- Soporte de sobrecargas, funcionamiento de larga duración.
- Dimensiones reducidas y buen rendimiento.

#### Desventajas:

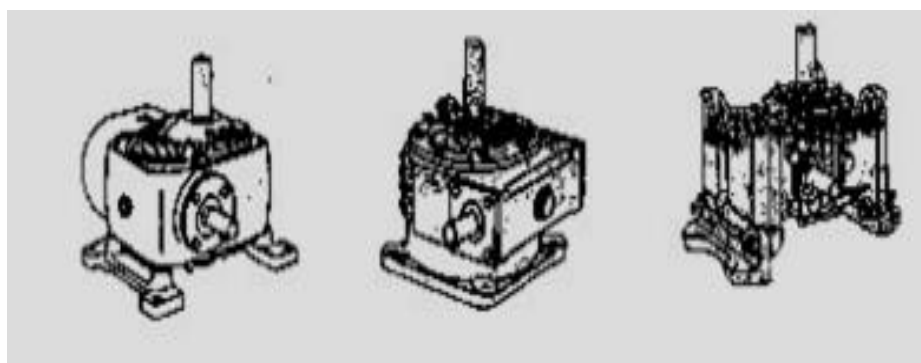
- Alto costo económico.
- Ruido constante durante el funcionamiento.
- Mantenimiento periódico del lubricante.

**Figura 31** Geometría de bandas abiertas



**Fuente:** (Richard budynas, 8va Edición)

**Figura 32** Reductores de salida vertical y entrada horizontal



**Fuente:** (Nieto, s.f)

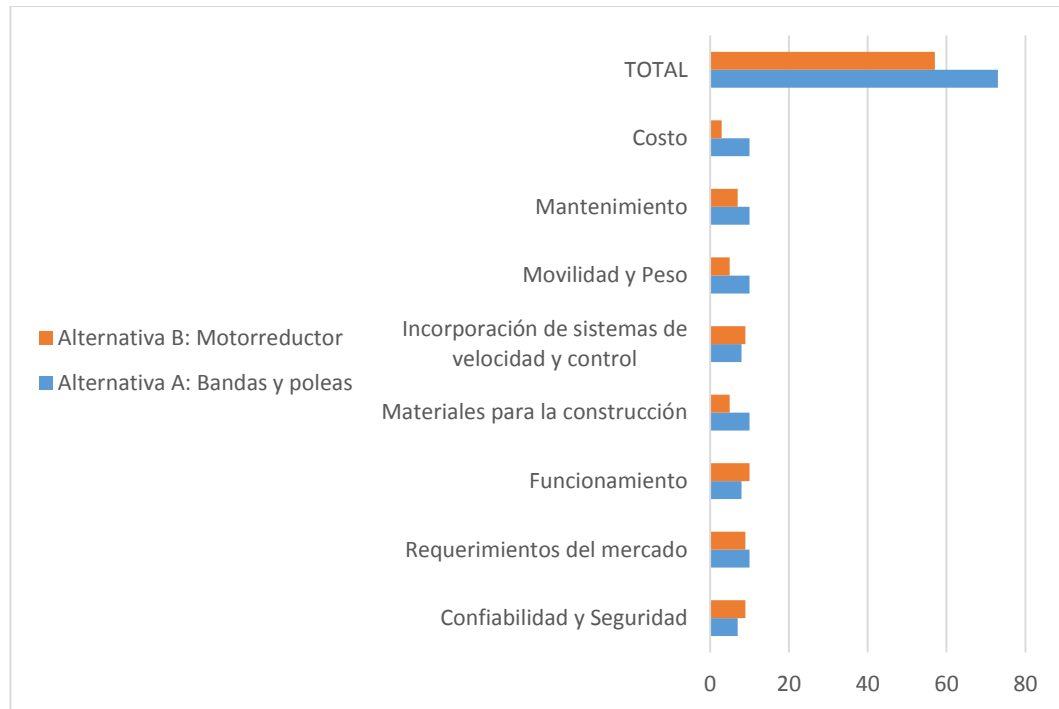
La siguiente tabla muestra la ponderación de las alternativas, evaluando cada parámetro con la finalidad de seleccionar la mejor opción para el sistema de transmisión.

**Tabla 6** Ponderación de alternativas del sistema de transmisión de potencia

Parámetros	Alternativa	
	A: Bandas y poleas	B: Motorreductor
Confiabilidad y Seguridad	7	9
Requerimientos del mercado	10	9
Funcionamiento	8	10
Materiales para la construcción	10	5
Incorporación de sistemas de velocidad y control	8	9
Movilidad y Peso	10	5
Mantenimiento	10	7
Costo	10	3
<b>TOTAL</b>	<b>73</b>	<b>57</b>

**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

**Figura 33** Ponderación de alternativas del sistema de transmisión de potencia



Elaborado por: Diana Mena y Carlos Jácome

### 2.3.3 Sistemas de filtración

La filtración es la remoción de materia suspendida en el agua o en cualquier medio líquido, por medio de un material poroso, el cual, será el encargado directo de atrapar los sólidos suspendidos. Los materiales porosos pueden estar compactados en una carcasa, denominándose filtros, las carcasas pueden ser fabricadas de materiales varios como: resinas, aceros al carbono, aceros inoxidable, concreto, materiales compuestos, etc.

- **Alternativa A: Filtros sencillos**
- **Alternativa B: Tamizar lo real**
- **Alternativa C: Filtros convencionales**



### **2.3.3.1 Alternativa a: filtros sencillos**

Este tipo de filtros son un conjunto armado de porta filtros y cartuchos de dimensiones varias.

**Figura 34** Filtros sencillos de purificación de agua.



**Fuente:** (PURELIFE, 2014)

#### **Ventajas:**

- Fácil remoción, cambio y mantenimiento.
- Su tamaño reducido hace posible su envío.
- Cuidan la calidad del fluido, contra bacterias.

#### **Desventajas:**

- El mantenimiento y cambio de los filtros debe ser al tiempo adecuado, para evitar la acumulación de bacterias.

### **2.3.3.2 Alternativa b: tamizar lo real**

Es similar a un tamiz o cernidero, de tal manera que, el tamaño de los poros del material filtrante será proporcional al tamaño del sedimento que separará el tamiz de fluido.

**Ventajas:**

- Excelente para filtrado de sólidos grandes.
- Versatilidad en cambio y mantenimiento.
- Fácil producción y bajo costo.

**Desventajas:**

- Su uso es limitado únicamente para sedimentos sólidos.
- No contiene ningún sistema de purificación.

**Figura 35** Tamiz de acero inoxidable 304.



**Fuente:** (HiSupplier, 2014)

**2.3.3.3 Alternativa c: filtros convencionales**

Por este método la arena más delgada y liviana se encuentra en la parte superior, mientras la más gruesa y pesada se encuentra en la parte inferior del depósito, así se provoca la separación de la materia suspendida.

**Figura 36** Filtro prefabricado convencional de uso no industrial.



**Fuente:** (Health&People, s.f.)

**Ventajas:**

- Bajo costo.
- Brinda mayor flujo de servicio y mejores niveles de filtración.

**Desventajas:**

- Su función es únicamente la de filtrar agua.
- Se utiliza para sistemas estáticos.
- No cuentan con purificación del fluido.

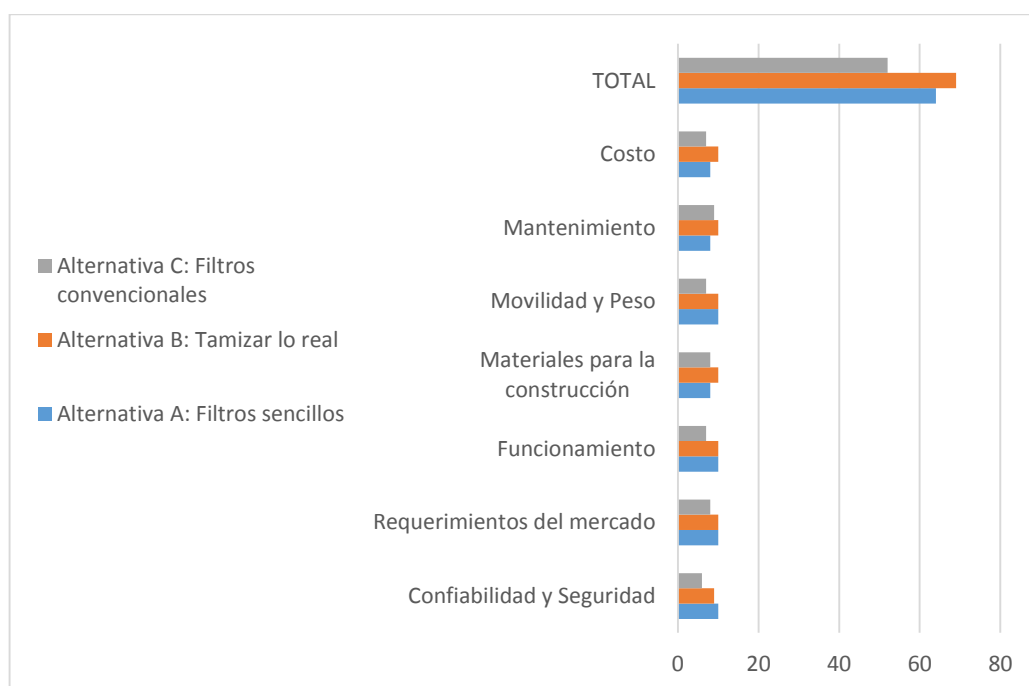
La siguiente tabla muestra la ponderación de las alternativas, evaluando cada parámetro con la finalidad de seleccionar la mejor opción para el sistema de filtración.

**Tabla 7** Ponderación de alternativas del sistema de filtración

Parámetros	Alternativa		
	A: Filtros sencillos	B: Tamizar lo real	C: Filtros convencionales
Confiabilidad y Seguridad	10	9	6
Requerimientos del mercado	10	10	8
Funcionamiento	10	10	7
Materiales para la construcción	8	10	8
Movilidad y Peso	10	10	7
Mantenimiento	8	10	9
Costo	8	10	7
<b>TOTAL</b>	<b>64</b>	<b>69</b>	<b>52</b>

Elaborado por: Diana Mena y Carlos Jácome

**Figura 37** Ponderación de alternativas del sistema de filtración



Elaborado por: Diana Mena y Carlos Jácome

#### 2.3.4 Herramientas abrasivas

La función principal de estas herramientas, es la de provocar el desgaste del material de menor dureza por el de mayor dureza. Su fabricación es regularizada y bajo estrictas normas de seguridad, con lo que se busca reducir el riesgo de accidentes, mal uso o almacenamiento.

De acuerdo a la asociación de fabricantes de abrasivos: “Todos se componen de un grano mineral abrasivo y contienen un aglomerado o pegante, su diferencia radica en el soporte sobre el cual se adhieren los granos, según se indica en el desarrollo de cada una de ellas” (Asociación Nacional de Fabricantes de Abrasivos - ANFA, 2009)

- **Alternativa A: Abrasivos flexibles**
- **Alternativa B: Abrasivos rígidos o semi-rígidos**
- **Alternativa C: Superabrasivos**

#### **2.3.4.1 Alternativa a: abrasivos flexibles**

Se presentan en gran variedad de presentaciones como rollos de lija, bandas de lija, discos de lijas, etc. “Se componen de un soporte, un adhesivo, una liga o aglomerante y el mineral abrasivo.” (Asociación Nacional de Fabricantes de Abrasivos - ANFA, 2009)

Se emplean en trabajos de alto grado de flexibilidad, elasticidad y resistencia a la ruptura; los soportes de estos materiales son de papel para la fabricación de herramientas abrasivas y de fibra vulcanizada.

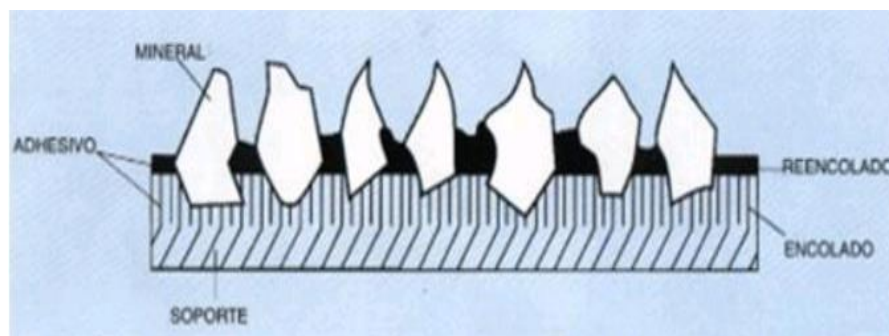
#### **Ventajas:**

- Buen desempeño en arranque de material en lijado basto, fino y muy fino.
- Resistentes a la tracción, flexibilidad y adhesión.
- Normalizados y con todos los requerimientos de seguridad.
- Variedad en el mercado para una adecuada elección.

#### **Desventajas:**

- Cambio frecuente según la cantidad de horas recomendadas por el fabricante.
- Mantenimiento e instalación adecuada, para cumplir a cabalidad las funciones encomendadas.
- Difícil fabricación.

**Figura 38** Descripción gráfica de los abrasivos flexibles.



**Fuente:** (Asociación Nacional de Fabricantes de Abrasivos - ANFA, 2009)

#### **2.3.4.2 Alternativa b: abrasivos rígidos o semi-rígidos**

Son aglomerados con gran resistencia al esfuerzo mecánico, temperaturas altas, y trabajan a grandes velocidades. Existe una gama amplia de herramientas de este tipo, las cuales se desempeñan en diferentes áreas, como corte y desbaste.

#### **Ventajas:**

- Resistencia a altas temperaturas.
- Procesos de fabricación bajo normativas existentes.
- Disponibilidad en el mercado.

#### **Desventajas:**

- Compleja fabricación y montaje.
- Capacitación constante para su uso.
- Peligro de falla a altas velocidades, por mal montaje.

**Figura 39** Descripción gráfica de los abrasivos rígidos y semi-rígidos.



**Fuente:** (Asociación Nacional de Fabricantes de Abrasivos - ANFA, 2009)

#### **2.3.4.3 Alternativa c: superabrasivos**

Herramientas diamantadas de extrema dureza comparada con los diferentes abrasivos. “Están cubiertas con un aglomerante de níquel que se obtiene por medios galvánicos.” (Asociación Nacional de Fabricantes de Abrasivos - ANFA, 2009)

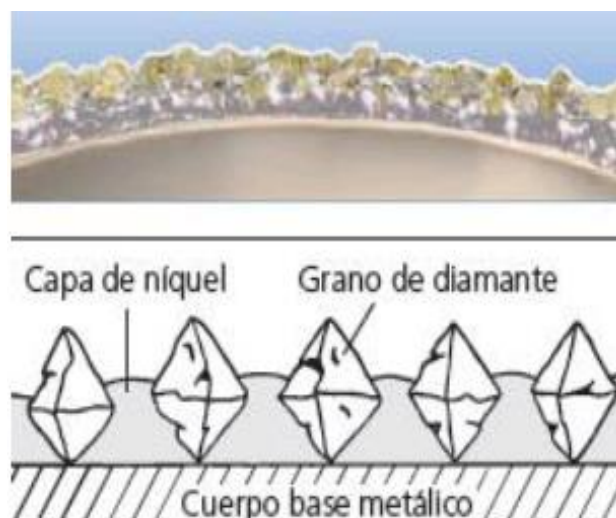
#### **Ventajas:**

- Adaptabilidad geométrica.
- Fuerza de corte y abrasión extremadamente alta.

**Desventajas:**

- Elevados costos de fabricación.
- Especificaciones de uso bajo conocimientos puntuales.

**Figura 40** Composición de las herramientas superabrasivos.



**Fuente:** (Asociación Nacional de Fabricantes de Abrasivos - ANFA, 2009)

La siguiente tabla muestra la ponderación de las alternativas, evaluando cada parámetro con la finalidad de seleccionar la mejor opción para las herramientas abrasivas.

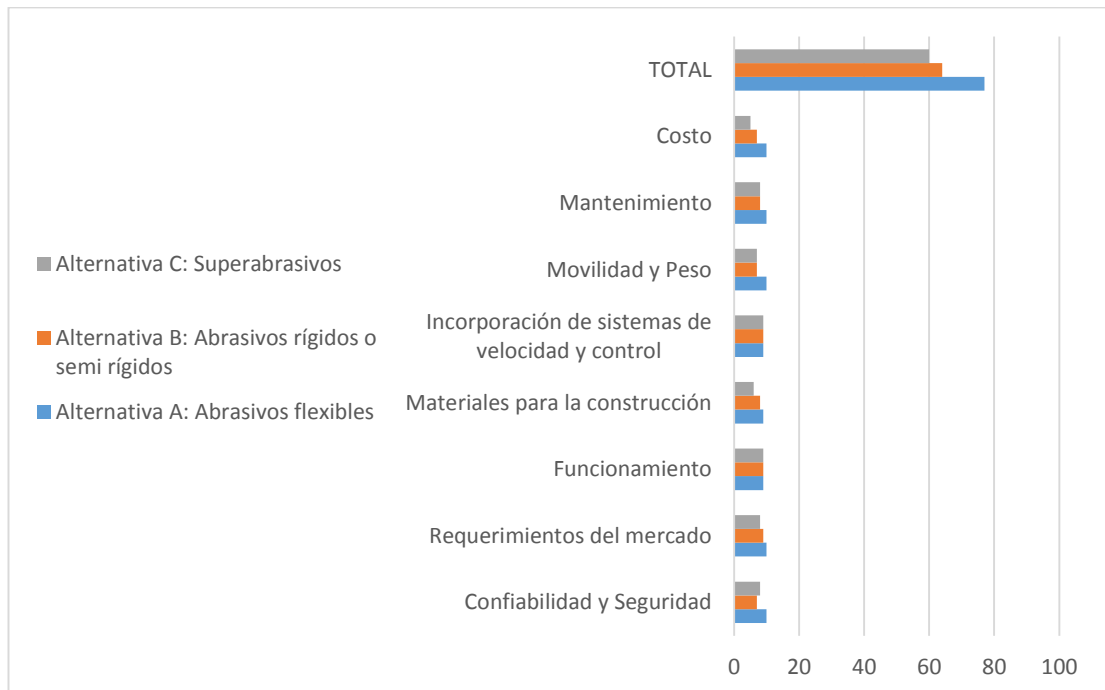


**Tabla 8** Ponderación de alternativas de las herramientas abrasivas

Parámetros	Alternativa		
	A: Abrasivos flexibles	B: Abrasivos rígidos o semi- rígidos	C: Superabrasivos
Confiabilidad y Seguridad	10	7	8
Requerimientos del mercado	10	9	8
Funcionamiento	9	9	9
Materiales para la construcción	9	8	6
Incorporación de sistemas de velocidad y control	9	9	9
Movilidad y Peso	10	7	7
Mantenimiento	10	8	8
Costo	10	7	5
<b>TOTAL</b>	<b>77</b>	<b>64</b>	<b>60</b>

Elaborado por: Diana Mena y Carlos Jácome

**Figura 41** Ponderación de alternativas de las herramientas abrasivas



Elaborado por: Diana Mena y Carlos Jácome

### **2.3.5 Sistemas de bombeo**

Se define como la adición de energía en forma de presión a un fluido que se desea transporta de un lugar a otro, el sistema de bombeo generalmente estará provisto de una línea de alimentación del fluido, una máquina para el bombeo y tuberías para su traslado.

- **Alternativa A: Bomba por paletas o aspas.**
- **Alternativa B: Bomba centrífuga.**
- **Alternativa C: Bomba de engranajes.**

#### **2.3.5.1 Alternativa a: bomba por paletas o aspas**

Este tipo de bomba se encuentra provista por un impulsor o impeler, este es excéntrico dentro de una cámara con una cavidad creciente; sellado por dos platos. Las paletas se encuentran en el interior de las ranuras ubicadas en el impulsor.

Cuando el fluido entra hacia el impulsor, al fluido se le imprime energía de presión por medio de las paletas, las cuales serán movidas por la geometría de las paredes de la cámara de bombeo.

#### **Ventajas:**

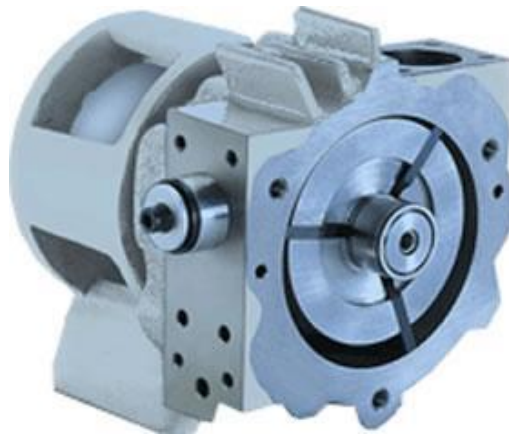
- Capacidad y velocidades medias.
- Líquidos poco viscosos.
- Trabaja en seco por cortos periodos de tiempo.
- Desempeña un buen vacío.
- El equipo es sumamente compacto.
- Fácil adaptación con motores.

- Poco desgaste de paletas.
- Bajo ruido de servicio.
- Sentido de giro horario y anti horario.

**Desventajas:**

- Componentes complejos.
- No aplica para altas presiones.

**Figura 42** Bomba por paletas o aspas



**Fuente:** (Quiminet, 2014)

### **2.3.5.2 Alternativa b: bomba centrífuga**

Las bombas centrífugas son equipos que se utilizan para transportar fluidos aumentando la presión de transporte, este tipo de bombas se encuentran provistas de un rotor con paletas, el cual gira dentro de una carcasa.

El rotor con paletas se encarga de impartir energía al fluido por medio de la fuerza centrífuga entregada por un motor.

**Ventajas:**

- Alimentación progresiva de agua elevada.
- Bajo costo.
- Bajo costo en mantenimiento.
- Son de fácil acoplamiento para motores.
- Fácil disposición de descarga en lugares muy apartados.
- Fácil mantenimiento.

**Desventajas:**

- Emisión de ruido elevado.
- Alimentación necesaria de un motor, sentido unidireccional de giro.
- Elevado peso de todo el conjunto.

**Figura 43** Bomba centrífuga.



**Fuente:** (Coydo control y dosificación, 2012)

### 2.3.5.3 Alternativa c: bomba de engranajes

Las bombas de engranajes interiores, se encargan de conducir el fluido por medio de dos ruedas dentadas limitadas por las paredes anterior y posterior de la carcasa.

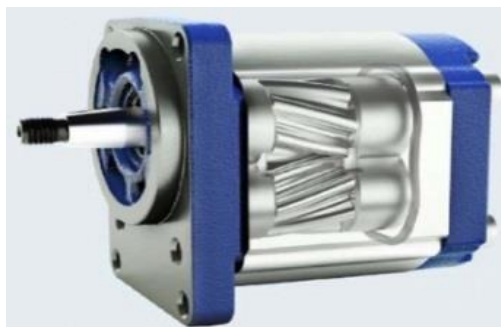
#### **Ventajas:**

- Para fluidos muy viscosos.
- Ofrece presiones elevadas.
- Geometría compacta.
- Descarga continua.
- Bajo costo de mantenimiento

#### **Desventajas:**

- Limitadas a presiones medias.
- Cojinetes en contacto con el líquido bombeado.
- Requiere velocidades moderadas.

**Figura 44** Bomba de engranajes.



**Fuente:** (IZARO Manufacturing technology, 2012)

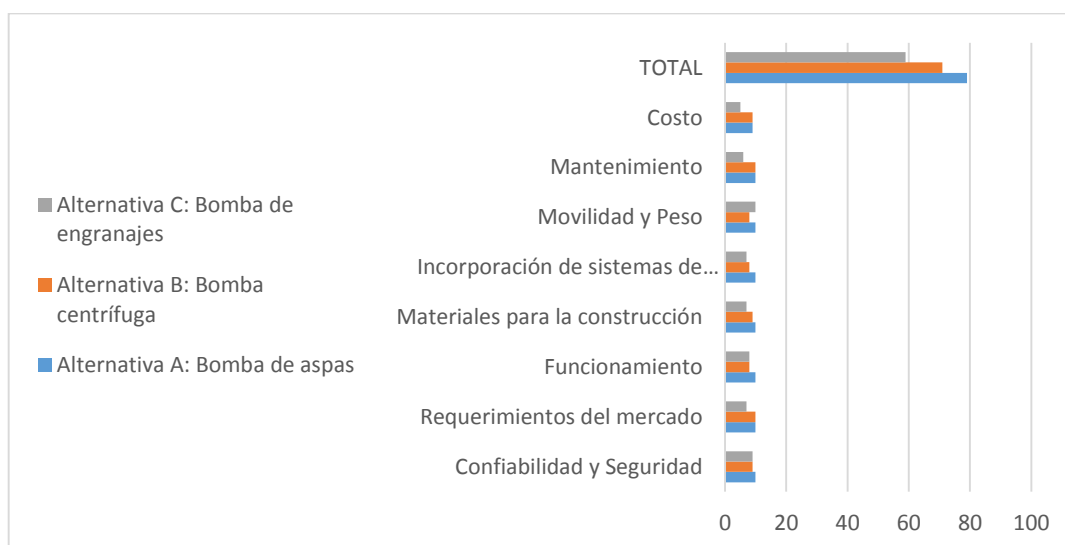
La siguiente tabla muestra la ponderación de las alternativas, evaluando cada parámetro con la finalidad de seleccionar la mejor opción para el sistema de bombeo.

**Tabla 9** Ponderación de alternativas de los sistemas de bombeo

Parámetros	Alternativa		
	A: Bomba de aspas	B: Bomba centrífuga	C: Bomba de engranajes
Confiabilidad y Seguridad	10	9	9
Requerimientos del mercado	10	10	7
Funcionamiento	10	8	8
Materiales para la construcción	10	9	7
Incorporación de sistemas de velocidad y control	10	8	7
Movilidad y Peso	10	8	10
Mantenimiento	10	10	6
Costo	9	9	5
<b>TOTAL</b>	<b>79</b>	71	59

**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

**Figura 45** Ponderación de alternativas de los sistemas de bombeo



**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

## 2.4 Resultado general de selección de alternativas

Al finalizar el sistema de ponderación de cada alternativa, para la implementación en el diseño correspondiente a la máquina peladora de papas, se selecciona la que mayor puntuación reúna.

Se presenta los siguientes resultados:

- **Tabla 4 Alternativa A:** Selección de pelado de papas por medios abrasivos con 78 puntos.
- **Tabla 5 Alternativa A:** Selección de transmisión de potencia por sistema de bandas y poleas con 73 puntos.
- **Tabla 6 Alternativa B:** Selección del sistema de filtración, tamizar lo real, con 69 puntos.
- **Tabla 7 Alternativa A:** Selección de abrasivos flexibles como herramienta para el pelado de papas con 77 puntos.
- **Tabla 8 Alternativa A:** Selección de bombas de aspas para el sistema de reutilización de agua con 79 puntos.

## **CAPÍTULO III**

### **DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS**

El capítulo está compuesto en su totalidad por el diseño de los diferentes elementos a construirse y por la selección de elementos normalizados para la máquina peladora de papas, así como el análisis al que se encuentran sometidos los elementos que la conforman.

#### **3.1 Diseño del sistema de transmisión de potencia**

Los sistemas de transmisión de potencia por medios flexibles, en el caso de bandas en V, se emplean con mucha frecuencia, por bajo costo, fácil mantenimiento y capacidad de absorción de cargas de impacto.

Para seleccionar correas y poleas a implementar, los datos de entrada serán:

- Motor monofásico 110V
- Velocidad de entrada: 1720 rpm
- Potencia del motor: 2 hp
- Polea menor: 2 pulgadas

##### **3.1.1 Relación de velocidades nominales**

“Una banda determinada puede manejar mayor potencia, a medida que aumenta la relación de velocidades, hasta una relación aproximada de 3.38” (Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, 4ta Edición, p. 274)

Para la relación de velocidades entre el motor y el eje motriz, se toma el valor máximo de 3.38 por la necesidad de mayor potencia, donde:



$\eta_1$ , Velocidad del motor

$\eta_2$ , velocidad del eje motriz

$$\text{Relación de velocidades} = \eta_1 / \eta_2 \quad [\text{Ecu. 3.1}]$$

$$3,38 = 1720 \text{ rpm} / \eta_2$$

$$\eta_2 = 508,875 \text{ rpm}$$

Para la relación de velocidades entre el motor y la bomba se toma una relación de velocidades de 2, donde:

$\eta_1$ , Velocidad del motor

$\eta_3$ , velocidad de la bomba

$$\text{Relación de velocidades} = \eta_1 / \eta_3 \quad [\text{Ecu. 3.2}]$$

$$2 = 1720 \text{ rpm} / \eta_3$$

$$\eta_3 = 860 \text{ rpm}$$

### 3.1.2 Relación de velocidades angulares

Para la relación entre velocidades y diámetros, la ecuación (7-2) (Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, 4ta Edición, p. 270)

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad [\text{Ecu. 3.3}]$$

De modo que:

$$\omega_1 = \text{Velocidad del motor}$$

$\omega_2 = \text{Velocidad de salida}$

$D_2 = \text{Diámetro de la polea mayor(eje motriz)}$

$D_1 = \text{Diámetro de la polea menor(motor)}$

Entonces:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

$$\frac{1720rpm}{509rpm} = \frac{D_2}{2 \text{ pulg}}$$

$$D_2 = 6,76 \text{ pulg} \simeq 17,17 \text{ cm}$$

En el mercado nacional se encuentra la polea de **7 pulgadas**, por lo tanto se selecciona para el eje motriz.

Para el diámetro de la polea del eje de la bomba se aplica:

$\omega_1 = \text{Velocidad del motor}$

$\omega_3 = \text{Velocidad de salida}$

$D_3 = \text{Diámetro de la polea mayor(bomba)}$

$D_1 = \text{Diámetro de la polea menor(motor)}$

$$\frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{D_3}{D_1} \quad [\text{Ecu. 3. 4}]$$

$$\frac{1720rpm}{860rpm} = \frac{D_3}{2 \text{ pulg}}$$

$$D_3 = 4 \text{ pulg} \simeq 10,16 \text{ cm}$$

### 3.1.3 Velocidad de la banda ( $V_b$ )

En el cálculo de la velocidad de la banda “(...) para obtener mejores resultados en una banda en V debe funcionar a 4000  $\text{pies}/\text{min}$  (...)”. (Budynas R. , 8va Edición, p. 880)

Por lo tanto, la velocidad de la banda viene dada por la ecuación:

$$V_b = \frac{\pi D_1 \eta}{12} \quad [\text{Ecu. 3. 5}]$$

(Budynas R. , 8va Edición)

En donde:

$\eta$  = Velocidad rotacional en rpm

$V_b$  = Velocidad de la banda en  $\text{pies}/\text{min}$

$D_1$  = Diámetro de la polea menor

Por lo tanto:

$$V_b = \frac{\pi(2\text{pulg}) * (1720^{rev}/\text{min})}{12} = 900,59 \text{pies}/\text{min}$$

### 3.1.4 Distancias nominales entre centros (C)

Factor de importancia que afecta a la capacidad de transmisión de bandas por el ángulo de contacto y por la diferencia de diámetros en las poleas.

La distancia entre centros también se adapta al espacio disponible al momento del montaje, tomando en cuenta un factor de corrección según el ángulo de contacto que debe estar entre 120° y 180°.

**Tabla 10** Fórmulas y tabla de datos para transmisión de potencia

$\frac{D-d}{c}$	Arco de contacto (Grados)	Factor de corrección
0.00	180	1.00
0.10	174	0.99
0.20	169	0.97
0.30	163	0.96
0.40	157	0.94
0.50	151	0.93
0.60	145	0.91
0.70	139	0.89
0.80	133	0.87
0.90	127	0.85
1.00	120	1.82
1.10	113	1.80
1.20	106	1.77
1.30	99	1.73
1.40	91	1.70
1.50	83	1.65

Dist. "Recomendada":  $C = 1,5 (D + d)$

Dist. "Máxima":  $C = 2 (D + d)$

Dist. "Mínima":  $C = 0,7 (D + d)$

$C$ = Distancia entre centros.  
 $D$ = Diámetro polea mayor.  
 $d$ = Diámetro polea menor.

**Fuente:** (Intermec, 2013)

De acuerdo al portal electrónico, de productos mecánicos Intermec, para transmisión de potencia, manifiesta:

Para la mayoría de las transmisiones por correa en "V" la distancia entre centros recomendada se obtiene sumando el diámetro de la polea mayor con el de la polea menor y multiplicando el resultado por 1.5. Sin embargo, la distancia podrá ajustarse según los requerimientos del montaje hasta máximo dos veces la suma de los diámetros de las poleas y mínimo 0.7 veces (...); (Intermec, 2013)

En donde:

$D$  = Diámetro de la polea mayor – Eje motriz

$d$  = Diámetro de la polea menor – Motor

Entonces por contexto de espacio reducido se aplica para distancia mínima entre centros:

$$C = 0,7(D + d) \quad [\text{Ecu. 3. 6}]$$

$$C = 0,7(7\text{pulg} + 2\text{pulg})$$

$$C = 6,3 \text{ pulg}$$

Al aplicar las fórmulas de la tabla 10 será:

$$\frac{D - d}{C} = \frac{(7 - 2) \text{ pulg}}{6,3 \text{ pulg}} = 0,7936 \approx 0,80$$

Para 0,80 el factor de corrección de arco de 0,87.

La distancia de centros entre el eje de la bomba y el eje motriz será:

$$C = 0,7(D + d)$$

$$C = 0,7(7 \text{ pulg} + 4 \text{ pulg})$$

$$C = 7,7 \text{ pulg}$$

Al aplicar la fórmula de la tabla 10:

$$\frac{D - d}{C} = \frac{(7 - 4) \text{ pulg}}{7,7 \text{ pulg}} = 0,3896 \approx 0,40$$

Entonces para 0,40 el factor de corrección de arco será de 0,94.

### 3.1.5 Longitud de banda o de paso (L)

La longitud de la banda vendrá dada por la ecuación (7-3) (Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, 4ta Edición, p. 270):

$$L = 2C + 1,57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \quad [\text{Ecu. 3. 7}]$$

En donde:

$L$  = Longitud de banda

$C$  = Distancia nominal entre centros

$D_2$  = Diámetro de la polea mayor

$D_1$  = Diámetro de la polea menor

Por lo tanto la longitud de banda entre el eje motriz y el motor será:

$$L = 2(6,3pulg) + 1,57(7pulg + 2pulg) + \frac{(7pulg - 2pulg)^2}{4(6,3pulg)}$$

$$L = 12,6pulg + 14,13pulg + 0,9921pulg$$

$$L = 27,7220 pulg \simeq 704,14 mm$$

Y para la longitud de banda entre el eje de la bomba y el eje motriz será:

$$L = 2(7,7pulg) + 1,57(7pulg + 4pulg) + \frac{(7pulg - 4pulg)^2}{4(7,7pulg)}$$

$$L = 15,4pulg + 17,27pulg + 0,2922pulg$$

$$L = 32,962 pulg \simeq 837,24 mm$$

Para encontrar la potencia de diseño se aplica la ecuación:

$$H_d = H_{nom} * K_a * n_d \quad [\text{Ecu. 3. 8}]$$

(Budynas R. , 8va Edición)

En donde:

$H_d = \text{Potencia de diseño}$

$H_{nom} = \text{Potencia nominal}$

$K_a = \text{Factor de servicio}$

$n_d = \text{Factor de seguridad}$

Para el factor de servicio consideramos el de impacto ligero de entre 1.1 a 1.3 de la tabla (17-15) y la tabla (7-1) descritas en el anexo A, en las cuales se establece: “Para generadores, máquinas herramientas, mezcladores, transportadores de grava que actúan con motores monofásicos, trifásicos con par de torsión (...)” (Budynas R. , 8va Edición, p. 882) y (Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, 4ta Edición, p. 274)

El trabajo de la máquina será de 8 horas por día, por lo tanto, se elige un factor de servicio de 1.2.

Al elegir un factor de seguridad de 1, se aplica:

$$H_d = H_{nom} * K_a * n_d$$

$$H_d = (2hp) * (1,2) * (1)$$

$$H_d = 2,4hp - \text{Potencia de diseño}$$

### **3.1.6 Ángulo de contacto de la banda ( $\theta$ ):**

El ángulo de contacto de una transmisión de banda abierta se determina por la ecuación (17-1) (Budynas R. , 8va Edición, p. 863):

$$\theta_d = \pi - 2\text{sen}^{-1} \left[ \frac{D - d}{2C} \right] \quad [\text{Ecu. 3. 9}]$$

En donde:

$C = \text{Distancia nominal entre centros (real)}$

$D = \text{Diámetro de la polea mayor}$

$d = \text{Diámetro de la polea menor}$

$\theta_d = \text{ángulo de contacto}$

Al reemplazar para el ángulo de contacto entre el eje motriz y el eje del motor será:

$$\theta_d = \pi - 2\text{sen}^{-1} \left[ \frac{7 - 2}{2(6,3)} \right]$$

$$\theta_d = 2,325 \text{ rad}$$

Y para el ángulo de contacto entre el eje de la bomba y el eje motriz será:

$$\theta_d = \pi - 2\text{sen}^{-1} \left[ \frac{7 - 4}{2(7,7)} \right]$$

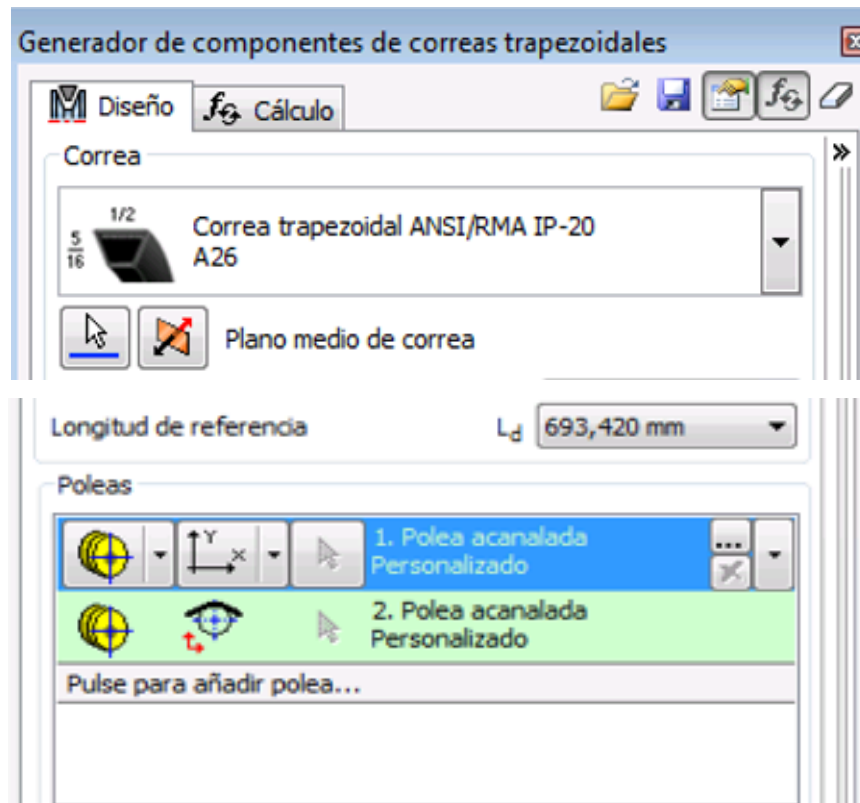
$$\theta_d = 2,7494 \text{ rad}$$

### 3.1.7 Generación de componentes de correas trapezoidales



Por medio del modelado de correas y poleas en Autodesk Inventor Professional 2014® los datos a ingresar del eje del motor y del eje motriz serán:

**Figura 46** Selección de correa tipo A26



**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

**Tabla 11** Ingreso de parámetros de diseño.

Generador de componentes de correas trapezoidales

**Diseño** **Cálculo**

Tipo de cálculo  
Diseñar número de correas

Carga  
Potencia, Velocidad --> Par de torsión

Potencia P 1,492 kW

Par de torsión T 8,283 N m

Velocidad n 1720,000 rpm

Factor de servicio  $c_2$  1,200 su

Factores  
☒ Personalizados

Arco de corrección de arco de contacto  $c_1$  0,87 su

Número factor de corrección de correa  $c_4$  2,000 su

Número factor de corrección de polea  $c_5$  2,500 su

Propiedades de correa  
☐ Personalizadas

Tasa de potencia base  $P_{RB}$  0,651 kW

Factor de corrección de longitud  $c_3$  0,780 su

Tensado de correa  
Factor de tensión  $k_1$  1,3 su

16:48:55 Cálculo: La polea usada en la transmisión tiene un diámetro menor q  
16:48:55 Cálculo: La tensión de correa se procesa con respecto a la polea 1.  
16:48:55 Cálculo: El cálculo indica la compatibilidad del diseño.

Propiedades de correa  
☐ Personalizadas

Tasa de potencia base  $P_{RB}$  0,651 kW

Factor de corrección de longitud  $c_3$  0,780 su

Tensado de correa  
Factor de tensión  $k_1$  1,3 su

17:16:02 Cálculo: La polea usada en la transmisión tiene un diámetro menor q  
17:16:02 Cálculo: La tensión de correa se procesa con respecto a la polea 1.  
17:16:02 Cálculo: El cálculo indica la compatibilidad del diseño.

**Resultados**

z 1,000 su  
 $z_{er}$  0,811 su  
v 5,147 mps  
 $f_b$  14,845 Hz  
 $F_p$  289,885 N  
 $F_c$  2,760 N  
 $F_t$  257,818 N  
 $F_{tmax}$  402,760 N  
 $\eta$  0,963 su  
s 0,017 su  
 $C_{PR}$  1,480 su

**Correa trapezoidal**

$P_{RB}$  0,651 kW  
 $D_{wmin}$  76,200 mm  
 $v_{max}$  30,480 mps  
 $f_{max}$  60,000 Hz  
m 0,104 kg/m

**Polea 1**

$P_x$  1,000 su  
P 1,492 kW  
T 8,283 N m  
n 1720,000 rpm  
 $D_p$  57,150 mm  
 $\beta$  131,25 gr  
 $F_1$  402,760 N  
 $F_2$  112,875 N  
 $F_r$  484,675 N  
 $F_v$  469,678 N  
 $L_f$  140,155 mm

**Polea 2**

$P_x$  1,000 su  
P 1,437 kW  
T 26,157 N m  
n 524,745 rpm  
l 3,278 su  
 $D_p$  184,150 mm  
 $\beta$  228,75 gr  
 $F_1$  112,875 N  
 $F_2$  402,760 N  
 $F_r$  484,675 N  
 $F_v$  469,678 N  
 $L_f$  140,155 mm

Elaborado por: Diana Mena y Carlos Jácome

**Tabla 12** Generación de las propiedades de la correa y poleas

## Generador de componentes de correas trapezoidales (Versión: 2014 (Build 180170000, 170))

22/02/2015

### ▣ Información de proyecto

#### ▣ Propiedades de correa

Nombre mostrado		Correa trapezoidal ANSI/RMA IP-20
Tamaño		A26
Número de correas	z	1,000 su
Ángulo de sector	$\alpha$	40,00 gr
Anchura	b	12,700 mm
Altura	h	7,938 mm
Anchura de referencia	$b_W$	10,617 mm
Longitud de referencia	$L_d$	693,420 mm
Longitud externa	$L_e$	710,273 mm
Longitud interna	$L_i$	660,400 mm
Factor de corrección de longitud	$C_3$	0,780 su
Desfase de línea externa	$H_W$	2,682 mm
Desfase de línea de paso	a	3,175 mm
Diámetro de referencia de polea mínimo recomendado	$D_{Wmin}$	76,200 mm
Frecuencia flex máxima	$f_{max}$	60,000 Hz
Velocidad máxima de correa	$v_{max}$	30,480 mps
Masa específica	m	0,104 kg/m
Tasa de potencia base	$P_{RB}$	0,651 kW

#### ▣ Propiedades 1 de polea acanalada

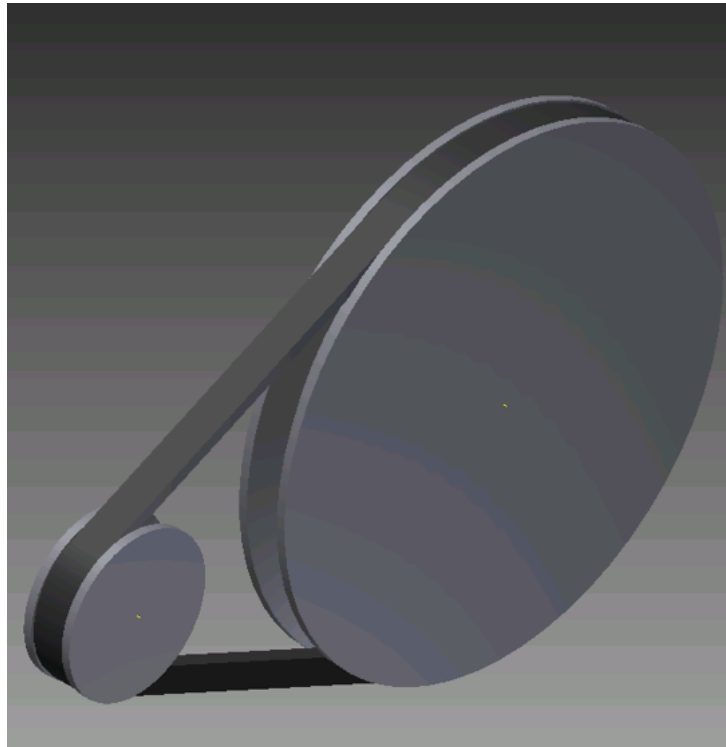
#### ▣ Propiedades 2 de polea acanalada

#### ▣ Comprobación de resistencia

Potencia	P	1,492 kW
Par de torsión	T	8,283 N m
Velocidad	n	1720,000 rpm
Factor de eficiencia de par de torsión	$\eta_t$	0,980 su
Eficiencia	$\eta$	0,963 su
Deslizamiento de correa	s	0,017 su
Factor de corrección de arco de contacto	$C_1$	0,870 su
Factor de servicio	$C_2$	1,200 su
Factor de servicio resultante	$C_{PR}$	1,480 su
Factor de corrección de longitud	$C_3$	0,780 su
Número de factor de corrección de correa	$C_4$	2,000 su
Número de factor de corrección de polea	$C_5$	2,500 su
Modificar fricción con factor de velocidad	$f_{mod}$	0,012 s/m
Factor de tensión	$k_1$	1,300 su
Velocidad de correa	v	5,147 mps
Frecuencia flex de correa	$f_b$	14,845 Hz
Número de correas requerido	$z_{er}$	0,811 su
Desmoldeo efectivo	$F_p$	289,885 N
Fuerza centrífuga	$F_c$	2,760 N
Tensión de instalación de correa	$F_t$	257,818 N
Tensión máxima en alcance de correa	$F_{tmax}$	402,760 N

Elaborado por: Diana Mena y Carlos Jácome

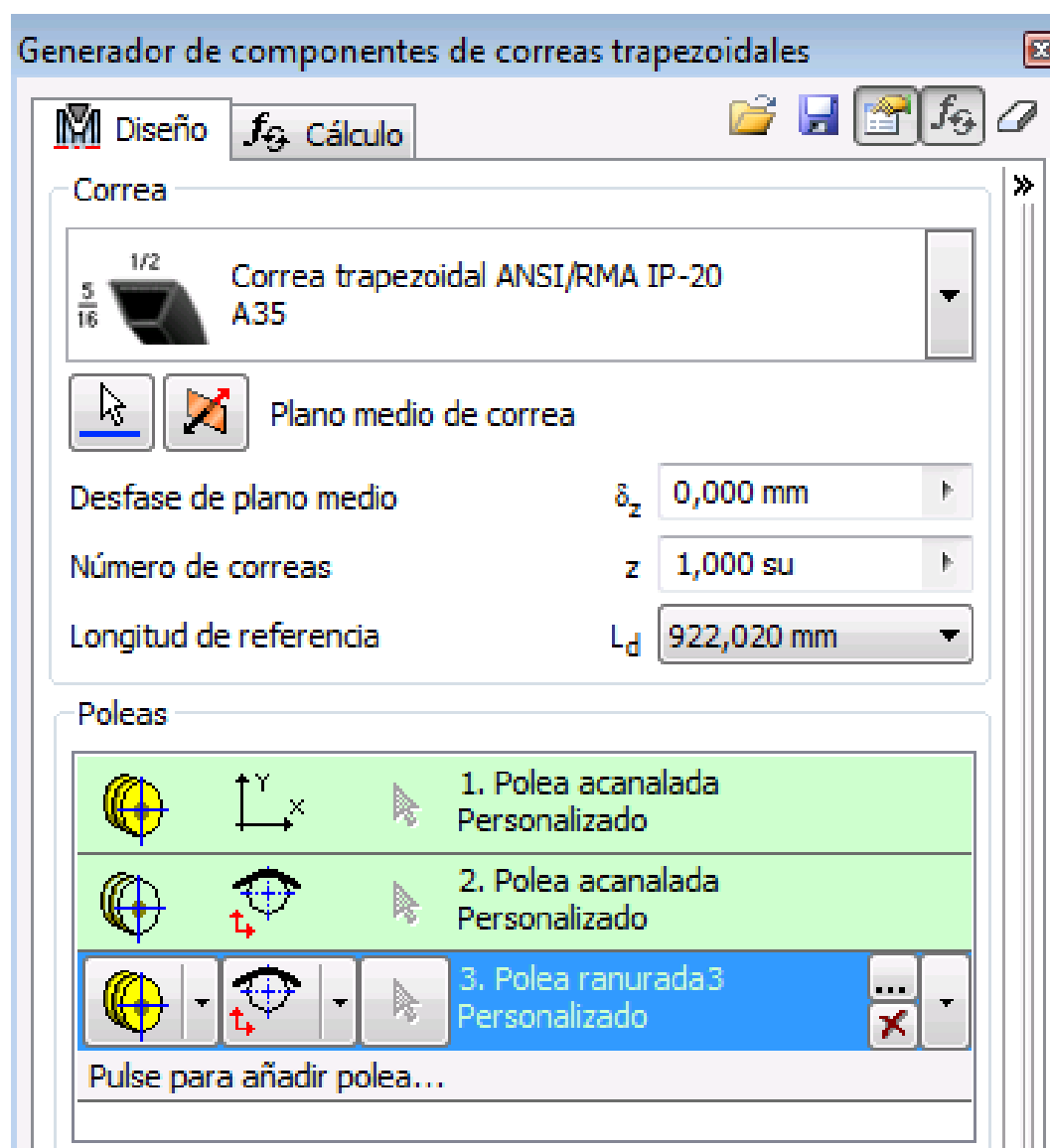
**Figura 47** Poleas modeladas con los datos de diseño



**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

Para la segunda fase de modelado en Autodesk Inventor Professional 2014®, los datos a ingresar para el eje de la bomba y el eje motriz serán:

**Figura 48** Selección de correa A35



Elaborado por: Diana Mena y Carlos Jácome

**Tabla 13** Ingreso de parámetros de diseño.

Generador de componentes de correas trapezoidales

**Diseño** **Cálculo**

Tipo de cálculo  
Comprobación de resistencia

Carga  
Potencia, Velocidad --> Par de torsión

Potencia P 1,492 kW

Par de torsión T 8,283 N m

Velocidad n 1720,000 rpm

Factor de servicio  $c_2$  1,200 su

Factores  
☒ Personalizados

Arco de corrección de arco de contacto  $c_1$  0,94 su

Número factor de corrección de correa  $c_4$  2,000 su

Número factor de corrección de polea  $c_5$  2,50 su

Propiedades de correa  
☐ Personalizadas

Tasa de potencia base  $P_{RB}$  0,651 kW

Factor de corrección de longitud  $c_3$  0,850 su

Tensado de correa  
Factor de tensión  $k_1$  1,1 su

23:09:14 Cálculo: La polea usada en la transmisión tiene un diámetro menor q  
23:09:14 Cálculo: La tensión de correa se procesa con respecto a la polea 1.  
23:09:14 Cálculo: El cálculo indica la compatibilidad del diseño.

**Resultados**

z 1,000 su  
 $z_{gr}$  0,688 su  
v 5,147 mps  
 $f_b$  16,747 Hz  
 $F_p$  289,885 N  
 $F_c$  2,760 N  
 $F_t$  255,567 N  
 $F_{tmax}$  400,509 N  
 $\eta$  0,963 su  
s 0,018 su  
 $C_{PR}$  1,743 su

**Correa trapezoidal**

$P_{RB}$  0,651 kW  
 $D_{wmin}$  76,200 mm  
 $v_{max}$  30,480 mps  
 $f_{max}$  60,000 Hz  
m 0,104 kg/m

**Polea 1**

$P_x$  1,000 su  
P 1,492 kW  
T 8,283 N m  
n 1720,000 rpm  
 $D_p$  57,150 mm  
 $\beta$  73,77 gr  
 $F_1$  400,509 N  
 $F_2$  110,624 N  
 $F_r$  384,543 N  
 $F_v$  306,775 N  
 $L_f$  189,748 mm

**Polea 2**

$P_x$  1,000 su  
P 1,436 kW  
T 26,157 N m  
n 524,322 rpm  
i 3,280 su  
 $D_p$  184,150 mm  
 $\beta$  153,50 gr  
 $F_1$  110,624 N  
 $F_2$  400,509 N  
 $F_r$  501,943 N  
 $F_v$  497,526 N  
 $L_f$  138,234 mm

**Polea 3**

$P_x$  0,000 su  
P 0,000 kW  
T 0,000 N m  
n 894,432 rpm  
i 1,923 su  
 $D_p$  107,950 mm  
 $\beta$  132,73 gr  
 $F_1$  400,509 N  
 $F_2$  400,509 N  
 $F_r$  733,839 N  
 $F_v$  468,266 N  
 $L_f$  205,481 mm

Elaborado por: Diana Mena y Carlos Jácome

**Tabla 14** Generación de las propiedades de la correa y poleas

**Generador de componentes de correas trapezoidales (Versión: 2014 (Build 180170000, 170))**

22/02/2015

**Información de proyecto**

**Propiedades de correa**

Nombre mostrado		Correa trapezoidal ANSI/RMA IP-20
Tamaño		A35
Número de correas	z	1,000 su
Ángulo de sector	$\alpha$	40,00 gr
Anchura	b	12,700 mm
Altura	h	7,938 mm
Anchura de referencia	$b_w$	10,617 mm
Longitud de referencia	$L_d$	922,020 mm
Longitud externa	$L_e$	938,873 mm
Longitud interna	$L_i$	889,000 mm
Factor de corrección de longitud	$C_3$	0,850 su
Desfase de línea externa	$H_w$	2,682 mm
Desfase de línea de paso	a	3,175 mm
Diámetro de referencia de polea mínimo recomendado	$D_{wmin}$	76,200 mm
Frecuencia flex máxima	$f_{max}$	60,000 Hz
Velocidad máxima de correa	$v_{max}$	30,480 mps
Masa específica	m	0,104 kg/m
Tasa de potencia base	$P_{RB}$	0,651 kW

**Propiedades 1 de polea acanalada**

**Propiedades 2 de polea acanalada**

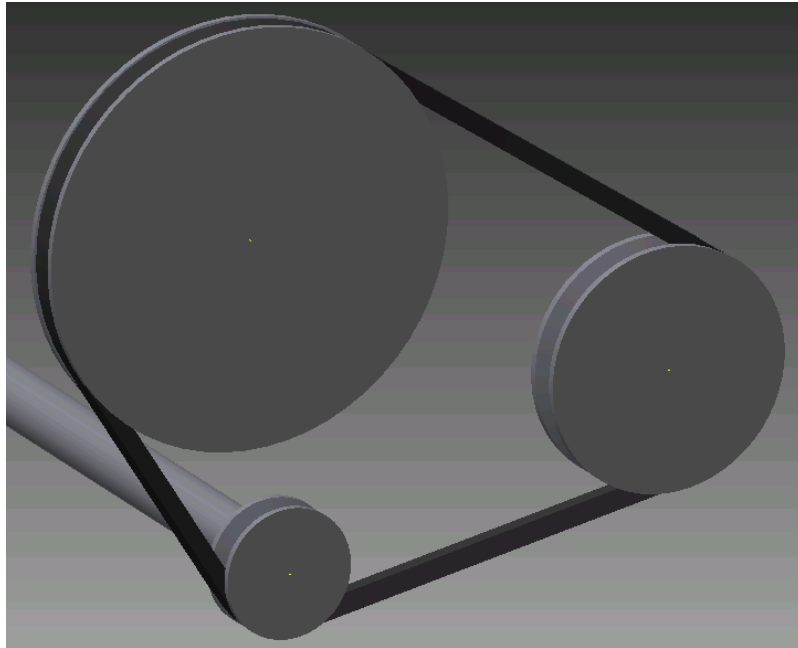
**Propiedades 3 de polea acanalada**

**Comprobación de resistencia**

Potencia	P	1,492 kW
Par de torsión	T	8,283 N m
Velocidad	n	1720,000 rpm
Factor de eficiencia de par de torsión	$\eta_t$	0,980 su
Eficiencia	$\eta$	0,963 su
Deslizamiento de correa	s	0,018 su
Factor de corrección de arco de contacto	$C_1$	0,940 su
Factor de servicio	$C_2$	1,200 su
Factor de servicio resultante	$C_{PR}$	1,743 su
Factor de corrección de longitud	$C_3$	0,850 su
Número de factor de corrección de correa	$C_4$	2,000 su
Número de factor de corrección de polea	$C_5$	2,500 su
Modificar fricción con factor de velocidad	$f_{mod}$	0,012 s/m
Factor de tensión	$k_1$	1,100 su
Velocidad de correa	v	5,147 mps
Frecuencia flex de correa	$f_b$	16,747 Hz
Número de correas requerido	$z_{er}$	0,688 su
Desmoldeo efectivo	$F_p$	289,885 N
Fuerza centrífuga	$F_c$	2,760 N
Tensión de instalación de correa	$F_t$	255,567 N
Tensión máxima en alcance de correa	$F_{tmax}$	400,509 N

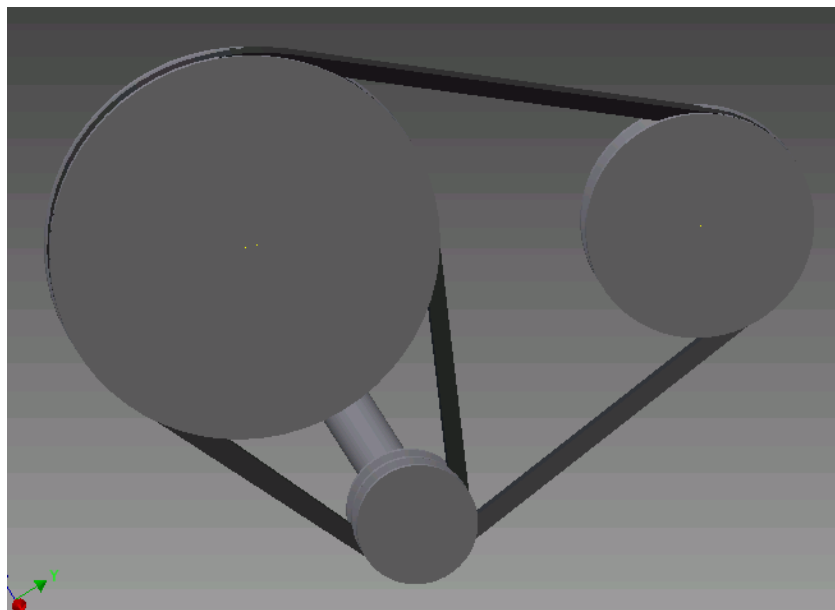
**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

**Figura 49** Poleas modeladas con los datos de diseño



**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

**Figura 50** Modelado complementario para montaje



**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome



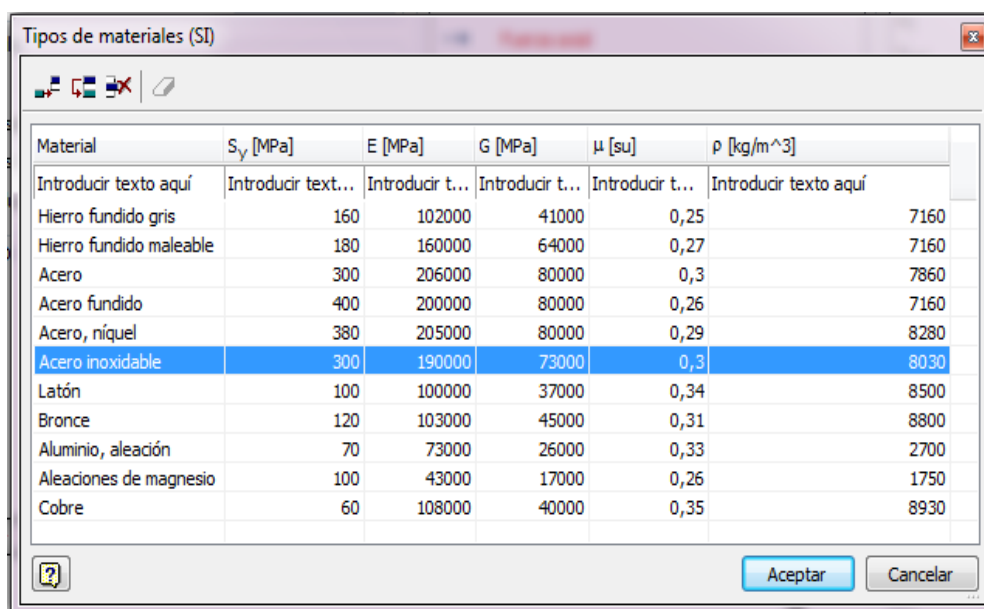
### 3.2 Diseño del eje motriz

Para obtener una configuración general del eje motriz, es necesario determinar los elementos que conforman la flecha, como son: engranajes, cojinetes y poleas; de esta manera, se podrá realizar un análisis de las fuerzas a intervenir y obtener los diagramas de momento cortante.

La geometría de una flecha generalmente es de sección transversal circular y de forma escalonada con hombros, para un propósito en específico.

El material a utilizar para la fabricación del eje será acero inoxidable; las características del material están definidas por la siguiente figura:

**Tabla 15** Tipo de materiales selección

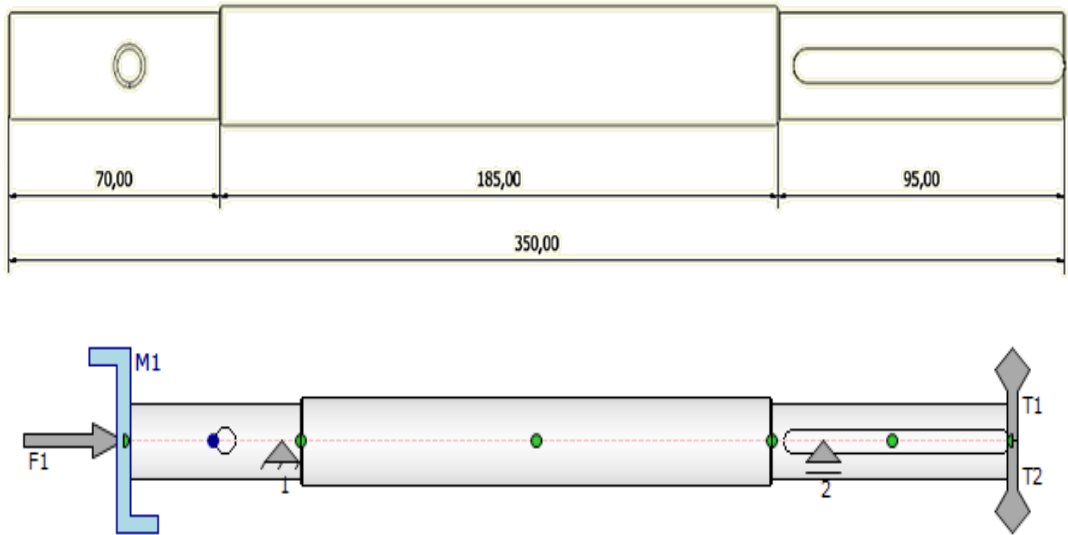


Material	$S_y$ [MPa]	E [MPa]	G [MPa]	$\mu$ [su]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]
Introducir texto aquí	Introducir text...	Introducir t...	Introducir t...	Introducir t...	Introducir texto aquí
Hierro fundido gris	160	102000	41000	0,25	7160
Hierro fundido maleable	180	160000	64000	0,27	7160
Acero	300	206000	80000	0,3	7860
Acero fundido	400	200000	80000	0,26	7160
Acero, níquel	380	205000	80000	0,29	8280
Acero inoxidable	300	190000	73000	0,3	8030
Latón	100	100000	37000	0,34	8500
Bronce	120	103000	45000	0,31	8800
Aluminio, aleación	70	73000	26000	0,33	2700
Aleaciones de magnesio	100	43000	17000	0,26	1750
Cobre	60	108000	40000	0,35	8930

**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome.

### 3.2.1 Diagrama de cuerpo libre

**Figura 51** Eje motriz modelado



**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

### 3.2.2 Cargas

**Tabla 16** Valores de cargas

Índice	Ubicación	Fuerza radial				Momento flector				Carga continua				Fuerza axial	Par de torsión	Flexión				Ángulo de flexión
		Y	X	Tamaño	Dirección	Y	X	Tamaño	Dirección	Y	X	Tamaño	Dirección			Longitud	Y	X	Tamaño	
F1	0 mm													335,000 N			-7,070 μm	7,070 μm	180,00 gr	0,01 gr
M1	0 mm					4,355 N m		4,355 N m									-7,070 μm	7,070 μm	180,00 gr	0,01 gr
T1	350 mm														8,140 N m		-0,936 μm	0,936 μm	180,00 gr	0,00 gr
T2	350 mm														-8,140 N m		-0,936 μm	0,936 μm	180,00 gr	0,00 gr

**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

### 3.2.3 Soportes

**Tabla 17** Valores de Soportes

Índice	Tipo	Ubicación	Fuerza de reacción				Elasticidad	Tipo	Flexión				Ángulo de flexión
			Y	X	Tamaño	Dirección			Y	X	Tamaño	Dirección	
1	Fijo	62,5 mm	27,780 N	27,780 N		335,000 N	0,030 $\mu\text{m}/\text{N}$	Rodamientos de bolas con acanalado profundo	-0,836 $\mu\text{m}$	0,836 $\mu\text{m}$	180,00 gr	0,00 gr	
2	Libre	275,75 mm	-12,432 N	12,432 N	180,00 gr		0,039 $\mu\text{m}/\text{N}$	Rodamientos de bolas con acanalado profundo	0,489 $\mu\text{m}$	0,489 $\mu\text{m}$		0,00 gr	

**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

### 3.2.4 Resultados

**Tabla 18** Resultados

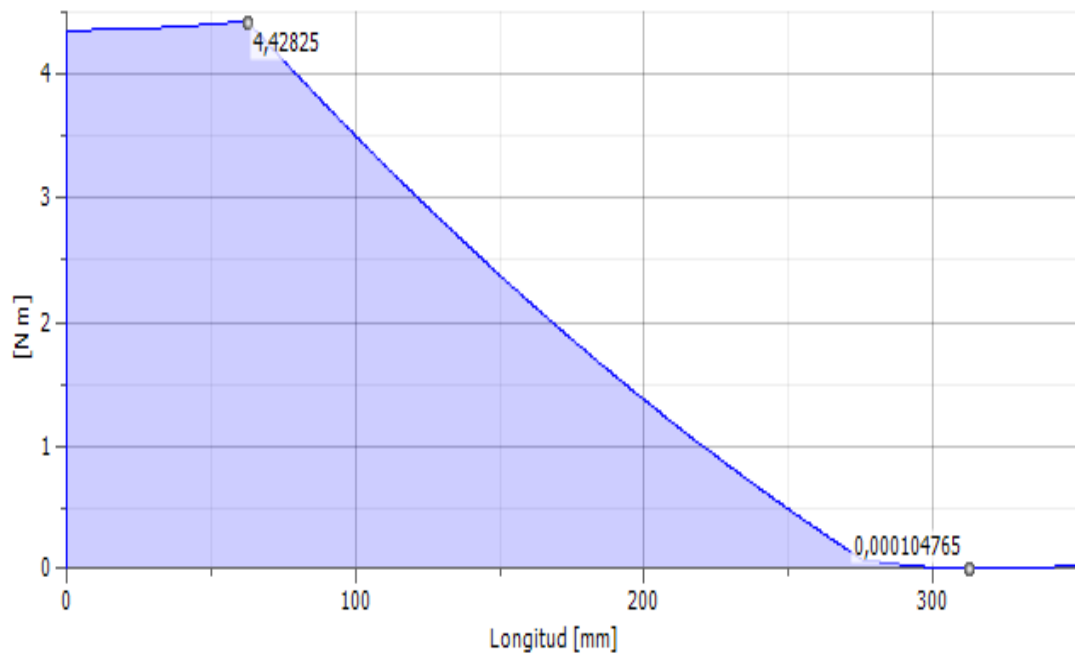
Longitud	L	350,000 mm
Masa	Masa	1,565 kg
Tensión de plegado máxima	$\sigma_B$	2,887 MPa
Tensión de corte máxima	$\tau_S$	0,052 MPa
Tensión de torsión máxima	$\tau$	0,000 MPa
Tensión máxima	$\sigma_T$	1,151 MPa
Tensión reducida máxima	$\sigma_{red}$	4,010 MPa
Flexión máxima	$f_{m\acute{a}x}$	7,070 $\mu\text{m}$
Ángulo de torsión	$\varphi$	0,00 gr

**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

### 3.2.5 Diagrama momento flector máximo

La siguiente figura demuestra el momento flector máximo  $M=4,42825 \text{ N.m}$ , el cual se utiliza para determinar el esfuerzo de fatiga.

**Figura 52** Momento flector



**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

Para el análisis del límite de resistencia a la fatiga se aplica la ecuación (6-18):

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad [\text{Ecu. 3. 10}]$$

(Richard G. Budynas, 2008, p. 279)

Por lo tanto al separar cada término para el cálculo individual, se obtiene:

- El factor de modificación de la condición superficial, está dado por:

$$k_a = aS_{ut}^b \quad [\text{Ecu. 3. 11}]$$

El valor de  $a$  y el exponente  $b$ , se encuentran en la tabla 29 del anexo A; por lo tanto al reemplazar se obtiene:

$$k_a = (4,51)(440)^{-0,265}$$

$$k_a = 0,961$$

- El factor de modificación de tamaño se expresa así:

$$k_b = \left( \frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} \quad [\text{Ecu. 3. 12}]$$

En donde:

$d = \text{diámetro (mm)}$

Por lo tanto:

$$k_b = \left( \frac{25}{7,62} \right)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,881$$

- El factor de modificación de la carga a flexión será:  $k_c = 1$
- El factor de la modificación de la temperatura, como se indica en la tabla 26 del anexo A, a 20°C se obtiene:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad [\text{Ecu. 3. 13}]$$

En donde:

$S_T$  = resistencia a la tensión a la temperatura de operación.

$S_{RT}$  = resistencia a la tensión a la temperatura ambiente.

Por lo tanto:

$$k_d = 1$$

- El factor de confiabilidad se obtiene por:

$$k_e = 1 - 0,08z_a \quad [\text{Ecu. 3. 14}]$$

En donde:

$z_a$  = variación de transformación

Por lo tanto:

$$k_e = 0,897$$

- El factor de modificación de efectos varios, será:  $k_f = 1$
- El límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria, se obtiene por:

$$S'_e = 0,5 S_{ut} \quad [\text{Ecu. 3. 15}]$$

En donde:

$S_{ut}$  = resistencia mínima a la tensión

Por lo tanto:

$$S'_e = 0,5 \times 568 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 284 \text{ MPa}$$

Al reemplazar los datos en la **ecuación (3.9)** se obtiene:

$$S_e = 0,961 \times 0,881 \times 1 \times 1 \times 0,897 \times 1 \times 284 \text{ MPa}$$

$$S_e = 215,68 \text{ MPa}$$

### 3.2.7 Número de ciclos ( $N$ )

Para encontrar el número de ciclos, se aplica:

$$N = \left( \frac{\sigma_a}{a} \right)^{\frac{1}{b}} \quad [\text{Ecu. 3. 16}]$$

En Donde:

$$a = \frac{(f S_{ut})^2}{S_e} \quad [\text{Ecu. 3. 17}]$$

Y:

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{(f S_{ut})}{S_e} \quad [\text{Ecu. 3. 18}]$$

Al reemplazar los valores de las variables:

$$S_{ut} = 568 \text{ MPa}$$

$$S_e = 215,68 \text{ MPa}$$

Y el valor de la fracción de resistencia a la fatiga ( $f$ ), de la figura 47 del anexo A será:

$$f = 0,9$$

Por lo tanto se obtiene:

$$a = \frac{(0,9 \times 568)^2}{215,68} = 1211,635 \text{ MPa}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{(0,9 \times 568)}{215,68}; b = -0,1249$$

De igual manera, para encontrar el esfuerzo de fatiga se aplica:

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} \quad [\text{Ecu. 3. 19}]$$

En donde:

$M = \text{momento flector}$

$d = \text{diámetro del eje}$

Por lo tanto:

$$\sigma = \frac{32 \times 4,4283 \text{ Nm}}{\pi(0,025\text{m})^3}$$

$$\sigma = 2886737,588 \text{ Pa} \approx 2,887 \text{ MPa}$$

Al reemplazar los datos en la **ecuación (3.15)** se obtiene:

$$N = \left( \frac{2,887 \text{ MPa}}{1211,635 \text{ MPa}} \right)^{\frac{1}{-0,1249}}$$

$$N = 1 \times 10^{21} \text{ ciclos}$$

El número de ciclos en función del tiempo ( $t$ ), se calcula al dividir el número de ciclos para las revoluciones por minuto del eje, y se expresa de la siguiente manera:

$$t = \frac{N}{rpm} \quad [\text{Ecu. 3. 20}]$$

Por lo tanto:



$$t = \frac{1 \times 10^{21} \text{ rev}}{500 \text{ rev/min}}$$

$$t = 2 \times 10^{18} \text{ min} \approx 3,8 \times 10^{12} \text{ años}$$

### 3.2.8 Dimensionamiento de la chaveta

Las chavetas están expuestas a esfuerzos de torsión junto con el eje, por lo que, la importancia de sus dimensiones.

Para una correcta selección, se debe considerar el diámetro del eje, el material, y el tipo de chavetas, como se describe en la siguiente figura:

**Tabla 19** Tabla normalizada para dimensionamiento de chavetas

# Chavetero para chavetas paralelas

Dimensiones  
en mm.

Diámetro del eje d		Sección de la chaveta b X h	Nominal	Ancho b, tolerancia						Profundidad				Chafilón R1	
				Clase de ajuste del enchavetado						Eje h1		Cubo h2			
				Libre	Normal		Ajustado	Eje h1		Cubo h2		Eje h1		Cubo h2	
Más de	hasta			Eje h9	Cubo D10	Eje n9	Cubo JS9	Eje y Cubo p9/P9		Nominal	Toler.	Nominal	Toler.	Mfn.	Máx.
10	12	4X4	4							2,5		1,8		0,08	0,16
12	17	5X5	5	+0,030	+0,078	0		-0,012		3	+0,1	2,3	0	0,16	0,25
17	22	6X6	6	0	+0,030	-0,030	±0,015	-0,042		3,5	0	2,8		0,16	0,25
22	30	8X7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015		4		3,3		0,16	0,25
30	38	10X8	10	0	+0,040	-0,036	-0,051			5		3,3		0,25	0,40
38	44	12X8	12							5		3,3		0,25	0,40
44	50	14X9	14	+0,043	+0,120	0	±0,025	-0,018		5,5		3,8		0,25	0,40

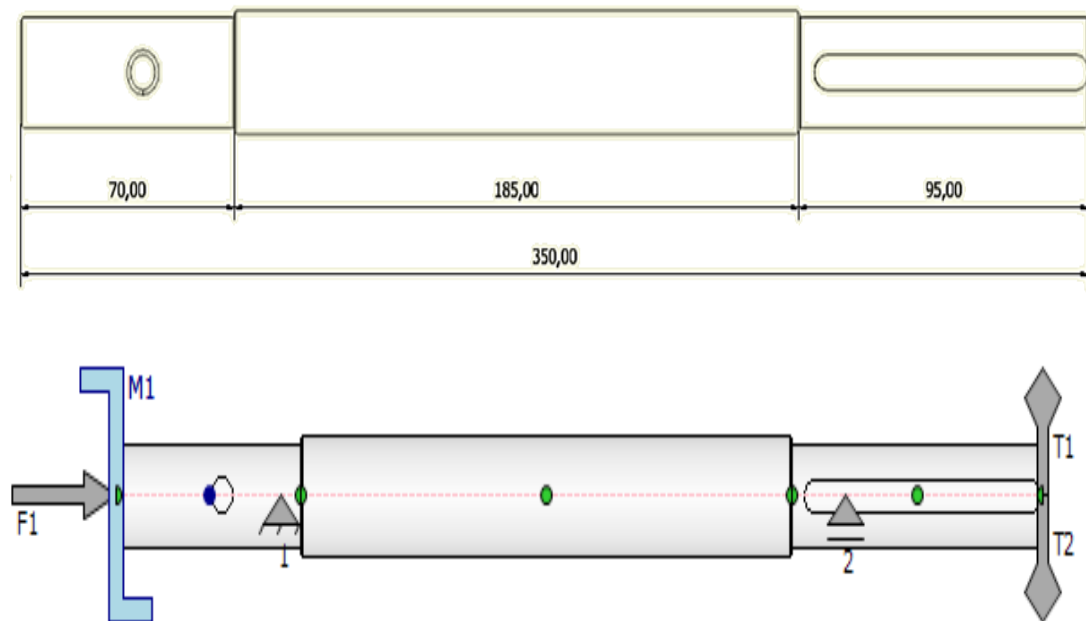
Fuente: (Escuela Industrial Superior, 2014)

### 3.3 Selección de rodamientos según carga estática y dinámica

Al seleccionar los rodamientos, es necesario conocer las cargas que actúan sobre ellos en cada sección del eje. El eje estará expuesto a cargas radiales así como de empuje o cargas axiales.

En base al criterio de la NSK se elige: “(...)los rodamientos o coginetes de ranura profunda, diseñados para soportar cargas radiales altas y cargas de empuje moderadas en cualquier dirección (...)” (Motion & control NSK, 2009, p. A14,A15)

**Figura 53** Eje motriz modelado



**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

### 3.3.1 Soportes

**Tabla 20** Valores calculados de soportes

Índice	Tipo	Ubicación	Fuerza de reacción				Elasticidad	Tipo	Flexión				Ángulo de flexión
			Y	X	Tamaño	Dirección			Y	X	Tamaño	Dirección	
1	Fijo	62,5 mm	27,780 N		27,780 N		335,000 N	0,030 $\mu\text{m}/\text{N}$	Rodamientos de bolas con acanalado profundo	-0,836 $\mu\text{m}$	0,836 $\mu\text{m}$	180,00 gr	0,00 gr
2	Libre	275,75 mm	-12,432 N		12,432 N	180,00 gr		0,039 $\mu\text{m}/\text{N}$	Rodamientos de bolas con acanalado profundo	0,489 $\mu\text{m}$	0,489 $\mu\text{m}$		0,00 gr

**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

Por lo tanto, al seleccionar un rodamiento de acuerdo al manual de (FAG, 2000, p. 148), los datos serán:

$P$  = carga dinámica equivalente.

$P_0$ =carga estática equivalente.

$Fr$  = carga radial constante aplicada.

$Fa$  = carga de empuje constante aplicada.

$C_0$ =capacidad de carga estática.

$X$  = factor radial.

$Y$  = factor de empuje.

$f_0$ =factor constante de rodamientos rígidos de bola.

$d$ =diámetro interior del rodamiento.

$D$ =diámetro exterior del rodamiento.

$e$ =factor constante de rodamientos rígidos de bolas.

**Tabla 21** Factores radiales y axiales

▼ Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas															
$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Juego normal de rodamiento					Juego de rodamiento C3					Juego de rodamiento C4				
	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

Fuente: (FAG, 2000, p. 148)

### 3.3.2 Carga dinámica equivalente ( $P$ ) soporte 1

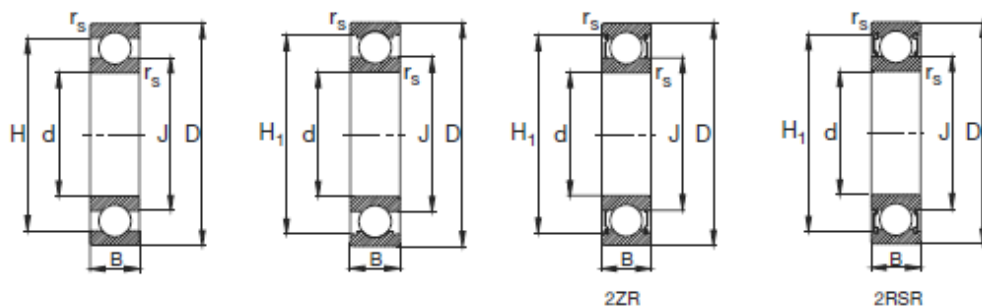
$$P = XF_r + YF_a \quad [\text{Ecu. 3.21}]$$

#### 3.3.2.1 Selección para soporte 1

Rodamiento rígido de bolas 6205.2RSR.C3:

Figura 54 Representación de rodamientos con medida

Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera



Fuente: (FAG, 2000, p. 159)

$$d = 25 \text{ mm}$$

$$D = 52 \text{ mm}$$

$$F_r = 167,5 \text{ N}$$

$$F_a = 335 \text{ N}$$

Donde  $f_0$  y  $C_o$  serán datos a tomar de la tabla de rodamientos de ranura profunda de una hilera:

$$f_0 = 14,5 \quad (\text{FAG, 2000, pág. 149})$$

$$C_o = 7100 \text{ N} \quad (\text{FAG, 2000, pág. 148})$$

Por lo tanto:

$$\frac{f_0 F_a}{C_o} = e \quad [\text{Ecu. 3. 22}]$$

$$\frac{14,5 \times 335}{7100} = 0,684$$

Al seleccionar  $e=0,39$ :

$$\text{Donde } \frac{F_a}{F_r} = \frac{335 \text{ N}}{167,5 \text{ N}} = 2$$

$$\text{Como } \frac{F_a}{F_r} > e, \text{ entonces } X=0,46 \text{ y } Y=1,41.$$

Según la tabla 21, de carga dinámica equivalente, al aproximar  $e = 0,39$  se obtiene:

$$P = 0,46 \times 167,5 + 1,41 \times 335$$

$$P = 549,4 \text{ N}$$

### 3.3.2.2 Carga estática equivalente soporte 1

$$P_0 = Fr \quad [KN] \text{ para } \frac{Fa}{Fr} \leq 0,8$$

$$P_0 = 0,6 \times Fr + 0,5 \times Fa \quad [KN] \text{ para } \frac{Fa}{Fr} > 0,8 \quad [\text{Ecu. 3.23}]$$

Donde:  $\frac{Fa}{Fr} = \frac{335 \text{ N}}{167,5 \text{ N}} = 2$

Al reemplazar la **ecuación (3.23)** para  $\frac{Fa}{Fr} > 0,8$  se obtiene:

$$P_0 = 0,6F_r + 0,5F_a$$

$$P_0 = 0,6 \times 167,5 + 0,5 \times 335$$

$$P_0 = 268 \text{ N}$$

Para comprobar los resultados de la selección del rodamiento y determinar la vida útil del mismo, se obtendrá por medio del generador de componentes en Autodesk Inventor Professional, 2014®, como se muestra en la siguiente figura:

**Tabla 22** Fórmulas para cargas

### ▣ Cargas

Carga radial del rodamiento	$F_r$	168 N
Carga axial del rodamiento	$F_a$	335 N
Velocidad	$n$	500 rpm
Coefficiente de seguridad estática requerido	$S_0$	2,0 su

### ▣ Rodamiento

Designación		JIS B 1521 SKF- con dos juntas RS1 (SKF 6205-2RS1)
Diámetro interior de rodamiento	$d$	25,000 mm
Diámetro exterior de rodamiento	$D$	52,000 mm
Anchura de rodamiento	$B$	15,000 mm
Ángulo de abrazamiento nominal del rodamiento	$\alpha$	5 gr
Tasa de carga dinámica básica	$C$	11000 N
Tasa de carga estática básica	$C_0$	7800 N
Factor de carga radial dinámica	$X$	1,00 su / 0,56 su
Factor de carga axial dinámica	$Y$	0,00 su / 0,00 su
Valor límite de $F_a/F_r$	$e$	0,40 su
Factor de carga radial estática	$X_0$	0,60 su
Factor de carga axial estática	$Y_0$	0,60 su
Velocidad límite para lubricación con grasa	$n_{Lim1}$	8500 rpm
Velocidad límite para lubricación con aceite	$n_{Lim2}$	8500 rpm

### ▣ Cálculo de vida útil de rodamiento

Método de cálculo		ANSI/AFBMA 9-1990 (ISO 281-1990)
Rango de vida requerido	$L_{req}$	10000 h
Fiabilidad requerida	$R_{req}$	90 su
Factor de ajuste de vida para propiedades especiales del rodamiento	$a_2$	1,00 su
Factor de ajuste de vida para condiciones de funcionamiento	$a_3$	1,00 su
Temperatura de trabajo	$T$	20 c
Factor de fuerzas adicionales	$f_d$	1,00 su

Elaborado por: Diana Mena y Carlos Jácome

**Tabla 23** Fórmulas para cargas

### ☐ Lubricación

Coef. de fricción	$\mu$	0,0015 su
Lubricación		Grasa

### ☐ Resultados

Rango de vida básico	$L_{10}$	53758642 h
Rango de vida ajustado	$L_{na}$	53758642 h
Coeficiente de seguridad estática calculado	$s_{0c}$	25,87065 su
Pérdida de potencia por fricción	$P_z$	0,09209 W
Carga mínima necesaria	$F_{min}$	78 N
Carga estática equivalente	$P_0$	302 N
Carga dinámica equivalente	$P$	94 N
Factor de sobrerrevolución	$k_n$	17,000 su
Factor de ajuste de vida para fiabilidad	$a_1$	1,00 su
Factor de temperatura	$f_t$	1,00 su
Velocidad equivalente	$n_e$	500 rpm
Velocidad mínima	$n_{min}$	500 rpm
Velocidad máxima	$n_{max}$	500 rpm
Comprobación de resistencia	<b>Positivo</b>	

Elaborado por: Diana Mena y Carlos Jácome

### 3.3.3 Carga dinámica equivalente soporte 2

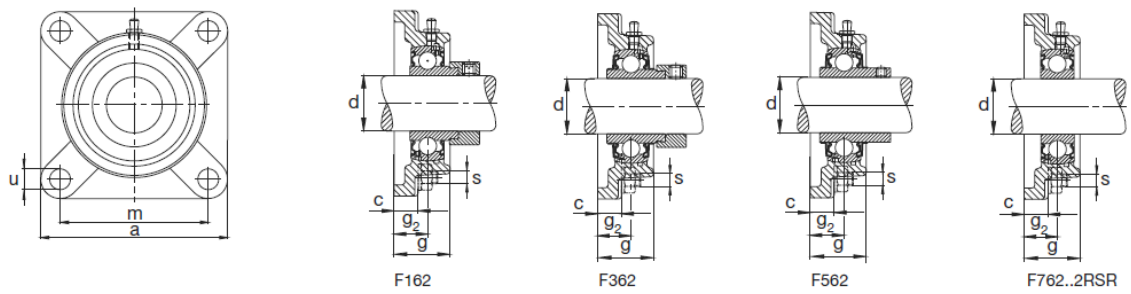
$$P = XF_r + YF_a \quad [\text{Ecu. 3.21}]$$

#### 3.3.3.1 Selección para soporte 2

Rodamiento con soporte brida de fundición gris FG 16205:

**Figura 55** Soporte 2





**Fuente:** (FAG, 2000, pág. 527)

$$d = 25 \text{ mm}$$

$$D = 52 \text{ mm}$$

$$F_r = 167,5 \text{ N}$$

$$F_a = 335 \text{ N}$$

Donde  $f_0$  y  $C_o$  serán datos a tomar de la tabla de rodamientos de ranura profunda de una hilera:

$$f_0 = 14,5 \quad (\text{FAG, 2000, pág. 149})$$

$$C_o = 7100 \text{ N} \quad (\text{FAG, 2000, pág. 148})$$

Por lo tanto:

$$\frac{f_0 F_a}{C_o} = e \quad [\text{Ecu. 3. 22}]$$

$$\frac{14,5 \times 335}{7100} = 0,684$$

Al seleccionar  $e=0,39$ :

$$\text{Donde } \frac{F_a}{F_r} = \frac{335 \text{ N}}{167,5 \text{ N}} = 2$$

Como  $\frac{Fa}{Fr} > e$ , entonces  $X=0,46$  y  $Y=1,41$ .

Según la tabla 21, de carga dinámica equivalente, al aproximar  $e = 0,39$  se obtiene:

$$P = 0,46 \times 167,5 + 1,41 \times 335$$

$$P = 549,4 \text{ N}$$

### 3.3.3.2 Carga estática equivalente soporte 2

$$P_0 = Fr \quad [KN] \text{ para } \frac{Fa}{Fr} \leq 0,8$$

$$P_0 = 0,6 \times Fr + 0,5 \times Fa \quad [KN] \text{ para } \frac{Fa}{Fr} > 0,8 \quad [\text{Ecu. 3.23}]$$

$$\text{Donde } \frac{Fa}{Fr} = \frac{335 \text{ N}}{167,5 \text{ N}} = 2$$

Al reemplazar la **ecuación (3.23)** para  $\frac{Fa}{Fr} > 0,8$  se obtiene:

$$P_0 = 0,6F_r + 0,5F_a$$

$$P_0 = 0,6 \times 167,5 + 0,5 \times 335$$

$$P_0 = 268 \text{ N}$$

La similitud de los datos entre el rodamiento 6205.2RSR.C3 y el FG 16205, se debe a que sus diámetros exterior e interior son iguales entre ambos, al igual que sus cargas radial y axial.

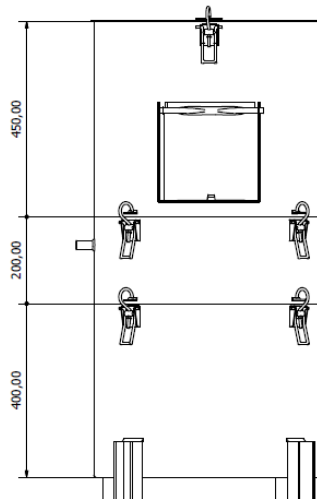
### 3.4 Comprobación del espesor del material

Con la descripción del material antes mencionado para la construcción de la máquina peladora de papas, en acero inoxidable AISI 304, con espesor de  $t = 2\text{mm}$  para las paredes del cilindro y la base de cada sección de la máquina.

La descripción posterior servirá como base para estimar el peso neto de la máquina con la adición del peso de las papas a pelar.

La geometría de la máquina forma un cilindro, el cual se divide en tres secciones; la primera sección superior, alojará un disco abrasivo; la sección intermedia será el depósito de agua, y por último, la tercera sección inferior alojará el sistema motriz.

**Figura 56** Esquema geométrico de la máquina por secciones en 2D acotado.



**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

Al utilizar la **ecuación (3.21)**, y al asumir la altura total de la máquina sin sus apoyos  $h=1,05\text{ m}$ ; se determina la presión contenida en el fondo del cilindro, dada por:

$P$ , presión

$\gamma$ , peso específico del agua  $\left[\frac{KN}{m^3}\right]$

$h$ , altura del depósito

$$\gamma_{agua} = 9,81 \frac{KN}{m^3}$$

Al reemplazar:

$$P = \gamma \cdot h \quad [\text{Ecu. 3. 24}]$$

$$P = 9,81 \frac{KN}{m^3} \times 1,05m$$

$$P = 10,3 \frac{KN}{m^2}$$

(Mott, Mecánica de Fluidos, 7ta. Edición, p. 589)

El análisis para comprobar el esfuerzo de trabajo máximo que el material es capaz de soportar en acero inoxidable 304, se fundamenta en el criterio de cilindro de paredes delgadas en la ecuación (15-16) (Mott, 3ra. Edición, p. 543).

Donde el esfuerzo longitudinal ( $\sigma_{long}$ ):

$$\sigma_{long} = \frac{P \cdot D_m}{4t} \quad [\text{Ecu. 3. 25}]$$

Y el diámetro medio ( $D_m$ ) será:

$$D_m = \frac{D_o + D_i}{2} \quad [\text{Ecu. 3. 26}]$$

Donde:

$D_o$ =diámetro exterior

$D_i$ =diámetro interior

Por lo tanto el diámetro medio será:

$$D_m = \frac{530 \text{ mm} + 526 \text{ mm}}{2}$$

$$D_m = 528 \text{ mm}$$

Al reemplazar en la **ecuación (3.25)**, con  $t = 2 \text{ mm}$  se obtiene:

$$\sigma_{long} = \frac{10,3 \frac{KN}{m^2} \times 0,528m}{4(0,002m)}$$

$$\sigma_{long} = 679,8 \text{ KPa}$$

Al aplicar el esfuerzo de fluencia ( $S_y$ ) del material acero inoxidable AISI 304:

$$S_{y_{inox 304}} = 276 \text{ MPa}$$

(Budynas R. G., 8va. Edición, p. 1023)

Y por la siguiente ecuación del esfuerzo de diseño ( $\sigma_d$ ) con un factor de seguridad,  $F_s=2$  (Mott, 3ra. Edición, p. 547) será:

$$\sigma_d = \frac{S_y}{F_s} \quad [\text{Ecu. 3. 27}]$$

$$\sigma_d = \frac{276 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_d = 138 \text{ MPa}$$

En donde:

$$\sigma_d > \sigma_{long}$$

$$138 \text{ MPa} > 679,8 \text{ KPa}$$

Al ser el esfuerzo de diseño mayor al esfuerzo longitudinal del material a partir del espesor estimado de  $t=2 \text{ mm}$ , el acero inoxidable AISI 304 soportará las cargas de diseño.

### 3.5 Cálculo de pérdidas en el sistema de bombeo

La función del sistema de bombeo es la de recuperar el agua durante el proceso de pelado. El depósito, sección intermedia de la máquina, recolecta  $0,05 \text{ m}^3$  con un caudal de diseño de  $0,3 \text{ m}^3/\text{h}$ , suficiente para alimentar a cada ciclo.

Dentro del diseño del sistema de bombeo identifica los siguientes aspectos:

- **Tipo de fluido circulante en el sistema:**

Agua a  $20^\circ\text{C}$ .

- **Propósito del sistema:**

Bombear agua con un caudal de diseño de  $0,3 \text{ m}^3/\text{h}$ .

- **Tipo de tubería y el material con el que está hecho:**

Tubería de plástico

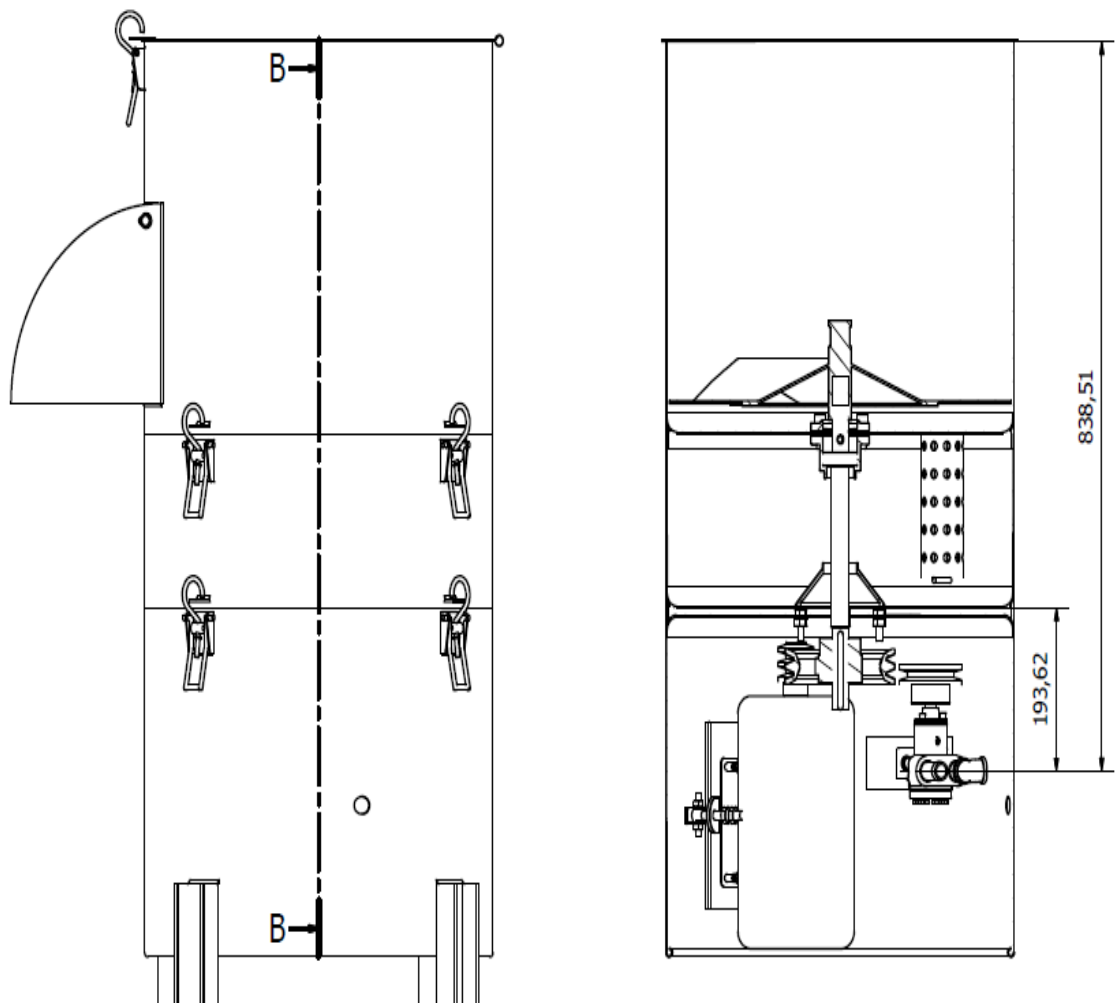
- **Tamaño de las líneas y sus variaciones:**

Aproximadamente  $1 \text{ m}$  de longitud de tubería con los respectivos accesorios.

- **Elevación del fluido:**

Aproximadamente 1m de cabeza.

**Figura 57** Esquema de la longitud de succión y descarga dentro del sistema de bombeo.



**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

Por medio de la siguiente tabla, se encuentra la velocidad de flujo para tuberías:

**Tabla 24** Datos de velocidad de flujo

Flujo volumétrico		Línea de succión			Línea de descarga		
		Tamaño de tub. (pulg)	Velocidad		Tamaño de tub. (pulg)	Velocidad	
gal/min	m <sup>3</sup> /h		pie/s	m/s		pie/s	m/s
10	2.3	1	3.7	1.1	3/4	6.0	1.8
100	22.7	2 1/2	6.7	2.0	2	9.6	2.9
500	114	5	8.0	2.4	3 1/2	16.2	4.9
2000	454	8	12.8	3.9	6	22.2	6.8

Fuente: (Mott, Mecánica de Fluidos, 2006, p. 162)

Al tomar en cuenta la ecuación (6-9) (Mott, Mecánica de Fluidos, 2006, p. 167):

$$E = E_F + E_P + E_C \quad [\text{Ecu. 3. 28}]$$

$$E_1 = E_2$$

En donde:

$E$ , energía total del sistema.

$E_2$ , energía de descarga.

$E_F$ , energía del fluido.

$Z$ , distancia vertical

$E_P$ , energía potencial.

$v_1$ , velocidad de succión

$E_C$ , energía cinética.

$v_2$ , velocidad de descarga.

$E_1$ , energía de succión.

$Q$ , caudal.

Por lo tanto:

Con la adición de las pérdidas, el sistema será:

$$h_A + \frac{P_1}{\gamma_{agua}} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma_{agua}} + Z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + h_L \quad [\text{Ecu. 3. 29}]$$

Por lo tanto, al omitir ciertas energías del sistema será:



$$h_A = Z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + h_L$$

En donde las pérdidas de energía ( $h_L$ ) se expresan mediante:

$$h_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g} \quad [\text{Ecu. 3. 30}]$$

Al reemplazar las ecuaciones se obtiene:

$$h_A = Z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \left(f_s \times \frac{L_s}{D_s} \times \frac{v_s^2}{2g}\right) + \left(f_D \times \frac{L_d}{D_d} \times \frac{v_D^2}{2g}\right) \quad [\text{Ecu. 3. 31}]$$

De acuerdo a los datos a tomar de los diámetros de succión y descarga se obtendrá:

$$A_s = 1,960 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$L_d = 0,8385 \text{ m}$$

$$A_d = 1,960 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\varepsilon_{plástico} = 3,0 \times 10^{-7} \text{ m}$$

$$D_s = 0,0138 \text{ m}$$

$$D_d = 0,0138 \text{ m}$$

$$L_s = 0,1936 \text{ m}$$

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{agua} &= 9810 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \\ v &= 1,15 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \end{aligned} \right\}$$

(Mott, Mecánica de Fluidos, 2006, p. 235,589)

En donde:

$A_s$ , flujo de área de succión.

$A_d$ , flujo de área de descarga.

$D_s$ , diámetro de tubería de succión.

$D_d$ , diámetro de tubería de descarga.

$L$ , longitud.

$\varepsilon$ , rugosidad de la tubería.

$f$ , factor de fricción.

Según ecuación (8-1) del número de Reynolds notada por (Mott, Mecánica de Fluidos, 2006); se determina si el fluido es laminar o turbulento, a partir de la ecuación de la velocidad se analizará para la línea de succión como para la línea de descarga respectivamente:

Número de Reynolds para la línea de succión:

$$V_s = \frac{Q}{A_s} \quad [\text{Ecu. 3. 32}]$$

En donde:

$$Q_d = 0,3 \frac{m^3}{h} \approx 8,333 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

Al reemplazar:

$$V_s = \frac{8,333 \times 10^{-5} m^3/s}{1,96 \times 10^{-4} m^2}$$

$$V_s = 0,4252 m/s$$

$$N_R = \frac{V_s \times D_s}{\nu} \quad [\text{Ecu. 3. 33}]$$

$$N_R = \frac{0,4252 m/s \times 0,0138 m}{1,15 \times 10^{-6} m^2/s}$$

$$N_R = 5102,4$$

$$N_R > 4000 \text{ flujo turbulento}$$

En cuanto a la rugosidad relativa dada por:

$$\frac{D_S}{\varepsilon} = \frac{0,0138 \text{ m}}{3,0 \times 10^{-7} \text{ m}} = 46000$$

Número de Reynolds para la línea de succión:

$$V_d = \frac{Q}{A_S} \quad [\text{Ecu. 3. 34}]$$

$$V_d = \frac{8,333 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}}{1,96 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$V_d = 0,4252 \text{ m/s}$$

$$N_R = \frac{V_d \times D_d}{\nu} \quad [\text{Ecu. 3. 35}]$$

$$N_R = \frac{0,4252 \text{ m/s} \times 0,0138 \text{ m}}{1,15 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$N_R = 5102,4$$

$$N_R > 4000 \text{ flujo turbulento}$$

$$\frac{D_S}{\varepsilon} = \frac{0,0138 \text{ m}}{3,0 \times 10^{-7} \text{ m}} = 46000$$

Donde la ecuación (8-7) de (Mott, Mecánica de Fluidos, 2006); ayuda a determinar el factor de fricción en la línea de succión y descarga respectivamente:

$$f_s = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3,7 \times \frac{D_s}{\varepsilon}} + \frac{5,74}{N_R^{0,9}} \right) \right]^2} \quad [\text{Ecu. 3. 36}]$$

$$f_s = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3,7 \times 46000} + \frac{5,74}{5102,4^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f_s = 0,0376$$

y:

$$f_d = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3,7 \times \frac{D_d}{\varepsilon}} + \frac{5,74}{N_R^{0,9}} \right) \right]^2} \quad [\text{Ecu. 3. 37}]$$

$$f_d = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3,7 \times 46000} + \frac{5,74}{5102,4^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f_d = 0,0376$$

Al reemplazar así en la **ecuación 3.29** se obtiene:

$$\begin{aligned} h_A = 0,8385 \, m + \frac{(0,4252 \, m/s)^2}{2(9,81 \, m/s^2)} + \left( 0,0376 \times \frac{0,1936 \, m}{0,0138 \, m} \times \frac{(0,4252 \, m/s)^2}{2(9,81 \, m/s^2)} \right) + \\ \left( 0,0376 \times \frac{0,8385 \, m}{0,0138 \, m} \times \frac{(0,4252 \, m/s)^2}{2(9,81 \, m/s^2)} \right) \end{aligned}$$

$$h_A = 0,8737 \, m$$

De esta manera con la ecuación (7-5) (Mott, Mecánica de Fluidos, 2006); se determina la potencia de la bomba (*Pot*) para el sistema:

$$Pot = h_A \times \gamma_{agua} \times Q \quad [\text{Ecu. 3. 38}]$$

$$Pot = 0,8737 \text{ m} \times 9810 \text{ N/m}^3 \times (8,333 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s})$$

$$Pot = 0,7142 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{s}} \approx 9,577 \times 10^{-4} \text{ hp}$$

### 3.6. Capacidad de la bomba de aspas disponible

La capacidad de la bomba será determinada como se indica en el **experimento # 1 (Anexo D)**, tomando la variación de velocidad respecto al flujo volumétrico al cual operará la bomba. Se afirma, que la capacidad de flujo volumétrico de la bomba varía de forma directa con la variación de la velocidad en el rotor, por lo tanto, la velocidad de 900 rpm con un caudal de 0,3 m<sup>3</sup>/h será suficiente para abastecer a la máquina mientras está operando.

## CAPÍTULO IV CÁLCULO DE COSTOS

### 4.1 Generalidades

El presente capítulo detalla el costo de producción del diseño y construcción de la máquina peladora de papas con capacidad de 100kg/h, el cual está compuesto por costos directos e indirectos.

Mediante el siguiente análisis, se determina los valores monetarios que envuelven el proyecto en general.

## 4.2 Costos directos

Los costos directos de fabricación; son todos aquellos valores que corresponden a materia prima (insumos o materiales), mano de obra que forman parte o interviene directamente en el proceso de fabricación.

### 4.2.1 Costo materia prima

La siguiente tabla detalla los valores unitarios y totales de los materiales correspondientes a materia prima.

**Tabla 25** Costo de materia prima

Ítem	Descripción	Cantidad	Dimensiones	Costo unitario (USD)	Costo total MPD (USD)
1	Plancha de acero inoxidable	2	2mm mate	230,00	460,00
2	Motor monofásico	1	2 Hp 1750 rpm	194,42	194,42
3	Cortes y rolado de plancha de acero inoxidable	3		20,53	61,59
4	Bordeado de tapa	3	$\Phi=530$ x 2mm	22,40	67,20
5	Conformado de cilindros	3		5,60	16,80

6	Cinta de invernadero	1		8,30	8,30
7	Eje AISI 1018	1	500mm	28,00	28,00
8	Corte plasma	3	560mm	5,00	15,00
9	Perforado	4	50mm	2,50	10,00
10	Polea de aluminio	1	2"	3,00	3,00
11	Polea de aluminio	1	4"	7,00	7,00
12	Polea de aluminio	1	7"	10,00	10,00
13	Chaveta	3		1,00	3,00
14	Mortajado polea de aluminio	1	2"	1,50	1,50
15	Mortajado polea de aluminio	1	4"	3,50	3,50
16	Mortajado polea de aluminio	1	7"	5,00	5,00
17	Juego de machuelos HSS	1	M10x1,5	15,00	15,00
18	Plancha de acero inoxidable	1	3mm mate 1,50mx1,50 m	40,00	40,00
19	Tubería de acero inoxidable	1	1/2" x 3m	8,00	8,00
20	Filtro de acero inoxidable	2	2" x 20cm	10,00	20,00
21	Tubo de acero inoxidable	1	2" x 60cm	5,00	5,00
22	Empaques de caucho	2		1,00	2,00
23	Revestimiento de disco giratorio	1		24,75	24,75
24	Pernos de acero inoxidable cabeza hexagonal	6	M10 x 1,50	0,42	2,52
25	Pernos de acero al carbono	6	M8 x 1,50	0,10	0,60
26	Pernos de acero inoxidable	4	M8 x 1,50	0,40	1,60
27	Arandelas de acero inoxidable de presión	10		0,05	0,50
28	Arandelas de acero al carbono de presión	6		0,03	0,18
29	Rodamiento de bolas	1		25	25,00
30	Chumacera	1		25	25,00
31	Eje de acero inoxidable	1	Φ100mm x 200mm	25	25,00

32	Varilla de acero inoxidable	3	6 m x 8 mm	10	30,00
33	Platina de acero inoxidable	3	6 m x 20 mm	10	30,00
34	Bandas de transmisión en V	2	A23-A34	4	8,00
35	Bomba de agua	1		120	120,00
<b>TOTAL MATERIA PRIMA</b>					<b>1.277,46</b>

**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

#### 4.2.2 Costo mano de obra directa

En la siguiente tabla, se especifica el costo de la mano de obra directa, por cada uno de los procesos de ensamblaje de la máquina.

**Tabla 26** Costo de mano de obra directa

Concepto	Sección	Costo por hora por hombre máquina (USD)	Nº Horas	Costo (USD)
Tanque N° 1 casa de máquinas	Corte de planchas de acero inoxidable	5,00	1	5,00
	Rolado y conformado de cilindro	10,00	1	10,00
	Bordeado de tapa #1	10,00	2	20,00
	Perforación	5,00	0,5	2,50
	Soldadura TIG	24,50	2	49,00
	Montaje	10,00	1	10,00
Tanque N° 2 reservorio	Corte de planchas de acero inoxidable	5,00	1	5,00
	Rolado y conformado de cilindro	10,00	1	10,00



	Bordeado de tapa #2	10,00	2	20,00
	Perforación	5,00	0,5	2,50
	Soldadura TIG	24,50	2	49,00
	Montaje	10,00	1	10,00
Tanque N° 3 Depósito	Corte de planchas de acero inoxidable	10,00	2	20,00
	Rolado y conformado de cilindro	10,00	1	10,00
	Bordeado de tapa #3	10,00	2	20,00
	Perforación	5,00	0,5	2,50
	Elaboración de disco de corte	10,00	2	20,00
	Soldadura TIG	24,50	2	49,00
	Montaje	10,00	1	10,00
Tubería de agua	Roscado	10,00	1	10,00
	Montaje	10,00	1	10,00
Tapa superior	Corte de planchas de acero inoxidable	10,00	1	10,00
	Montaje	10,00	1	10,00
Porta Filtros de agua	Perforación por divisor de fresadora	10,00	2	20,00
	Soldadura TIG	24,50	2	49,00
	Montaje	10,00	1	10,00
<b>TOTAL MANO DE OBRA DIRECTA</b>				<b>443,50</b>

**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

#### 4.3 Costos indirectos

Los costos indirectos de fabricación están comprendidos por los valores correspondientes a los gastos realizados durante el proceso de producción y que inciden de manera indirecta.

**Tabla 27** Costos indirectos

Ítem	Descripción	Cantidad	Dimensiones	Costo unitario (USD)	Costo total CIF (USD)
1	Transporte de materiales	1		60,00	60,00
2	Filtros protectores para soldadura 2076	1		6,52	6,52
3	Conexiones eléctricas	1		10,00	10,00
4	Alimentación/Refrigerios	1		150,00	150,00
5	Peajes/Pasajes	1		123,00	123,00
4	Disco zirconio laminado	2	4 1/2"	4,17	8,34
7	Disco de lija	1	N°60	25,00	25,00
8	Disco de desbaste	3	N°40	2,00	6,00
9	Disco de corte	3	N°40	2,00	6,00
<b>TOTAL COSTOS INDIRECTOS</b>					<b>\$ 394,86</b>

**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

#### 4.4 Costo de producción

El costo de producción está comprendido entre los valores correspondientes a costos directos e indirectos, como se presenta en la siguiente tabla:

**Tabla 28** Costo de producción

Descripción	Parcial	Valor Total (USD)
<b>COSTOS DIRECTOS</b>		<b>1720,96</b>
Materia prima directa	1277,46	
Mano de obra directa	443,50	
<b>COSTOS INDIRECTOS</b>		<b>394,86</b>
<b>COSTO DE PRODUCCIÓN</b>		<b>\$ 2115,82</b>

Elaborado por: Diana Mena y Carlos Jácome

#### 4.5 Costo de imprevistos

Son aquellos imprevistos que se presentan dentro del diseño y construcción de una máquina, en este caso, representan el 2% del costo de producción. Por lo tanto será:

**Tabla 29** Costo de imprevistos

Costo de producción	2115,82
<b>Costo de imprevistos (2%)</b>	<b>\$42,32</b>

Elaborado por: Diana Mena y Carlos Jácome

#### 4.6 Costo de ingeniería

Son aquellos costos que detallan el tiempo y el conocimiento que invierte un ingeniero en el diseño de una máquina. Este valor se encuentra entre el 15 y 20% del costo de producción, por lo que, para este caso se elige el 20% como se indica en la siguiente tabla:

**Tabla 30** Costo de ingeniería

Costo de producción	2115,82
<b>Costo de ingeniería (20%)</b>	<b>\$423,16</b>

**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

#### 4.7 Costo total

El costo total de la máquina peladora de papas con capacidad de 100kg/h se ha determinado sumando el costo de producción (costos directos e indirectos), el costo de imprevistos y el costo de ingeniería, como se muestra en la siguiente tabla:

**Tabla 31** Costo final

	Valores
Costo de producción	2115,82
Costo de imprevistos	42,32
Costo de ingeniería	423,16
<b>COSTO TOTAL</b>	<b>\$ 2581,30</b>

**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

## CONCLUSIONES

- El proyecto se diseñó de tal manera que todos los materiales se puedan encontrar en el mercado nacional como son: planchas de acero inoxidable, rodamientos, bomba de agua y elementos de complemento; lo que permitirá que su producción en serie tenga fácil acceso a repuestos para su mantenimiento, sin afectar a la economía empresarial.
- El diseño de la máquina cumplió con los 100kg/h de pelado de papas, en un tiempo de 3 a 5 minutos por parada, incluyendo el ingreso y salida del producto.
- No se pudo implementar un motor trifásico y un variador de velocidad, por motivos de costos demasiado elevados para el diseño, por lo que, se optó por un motor monofásico el cual cumple sin problemas las necesidades del diseño.
- A través de la implementación del sistema de reutilización de agua, se ha logrado reciclar alrededor de 30lts en 8 horas de trabajo de la máquina; con un caudal de  $0,3 \text{ m}^3/\text{h}$ , lo cual contribuye a reducir el gasto de agua perfilándose a ser una máquina sostenible con el medio ambiente.

## **RECOMENDACIONES**

- Antes de encender la máquina, el operario debe obligatoriamente leer el manual de operación y mantenimiento; para asegurar que no exista mal posicionamiento de las piezas que la conforman.
- La máquina deberá ser instalada en un lugar adecuado y con accesibilidad para el mantenimiento de los filtros, el tanque reservorio, bandas, poleas, motor y bomba de aspas.
- Bajo ninguna circunstancia la máquina deberá ser operada por personas sin previa instrucción sobre el funcionamiento de la misma.
- Al cambiar la máquina de lugar, si la distancia de movilización no supera los 10 metros cuadrados, se recomienda transportarla completamente armada,
- La máquina solo debe ser desarmada por personal capacitado, para su mantenimiento o reemplazo de piezas.

## **LISTA DE REFERENCIAS**

- ANFA.(2004).*Materiales abrasivos*. Recuperado el 25 de octubre del 2014 de: <http://www.asociacion-anfa.es/>
- ANFA.(2009).*Información sobre abrasivos*. Recuperado el 26 de octubre del 2014 de: <http://www.asociacion-anfa.es/post/nociones-sobre-abrasivos.pdf>
- Badiola,V.(2004). *Rodamientos*. Recuperado el 28 de octubre del 2014 de: [http://www.imac.unavarra.es/web\\_imac/pages/docencia/asignaturas/dycdm/dycdm\\_cap6.pdf](http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/dycdm/dycdm_cap6.pdf)
- Budynas, R. G. (8va. Edición). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México. Mc Graw Hill.
- Nieto Carlos.(s.f.). *Metalmecánica-Mantenimiento reductores de velocidad*. Recuperado el 29 de octubre del 2014 de: <http://campusvirtual.edu.uy/archivos/mecanica-general/curso%20operador%20de%20mantenimiento%20mecanico%20industrial/14%20mantenimiento%20reductores%20de%20velocidad.pdf>
- Coydo control y dosificación. (2012). *Bombas centrífugas*. Recuperado el 29 de octubre del 2014 de: <http://www.controlydosificacion.com/bomba-centrifuga-pk-2661-1-es.html>
- Cristi, I. (Agosto de 2003). *Sobre palancas, poleas y garruchas*. Recuperado el 29 de octubre del 2014 de: [http://casanchi.com/fis/05\\_palancas.pdf](http://casanchi.com/fis/05_palancas.pdf)
- Echeverría, M. I., & S.A, I. (03-2010). *Manual de aceros inoxidable para soldadores*. Chile. 2M Impresores Ltda.
- FAG. (2000). *Rodamientos Catálogo WL 41 520/3 SB*. España. FAG Sales Europe GmbH.
- FAIRES, V. (4ta Edición). *Diseño de elementos de máquinas*. Barcelona. Montaner y Simon S.A.
- Goodfellow. (2008-2015). *Goodfellow*. Recuperado el 1 de noviembre del 2014 de: <http://www.goodfellow.com/S/Acero-Inoxidable-AISI-304.html>
- Health&People.(s.f.).*Purificadores de Agua*. Recuperado el 1 de Noviembre del 2014 de: <http://www.equiposmedicinaalternativa.com/purificadores.html>
- Hidra-maq. (26 de Agosto de 2010). *Bombas de paletas, los principios de funcionamiento*. Recuperado el 1 de noviembre del 2014 de: <http://www.hidramaq.com/noticia.php/es/bombas-de-paletas,-los-principios-de-funcionamiento/50>

- Hobart dayton mexicana. (2012). *HOBART*. Recuperado el 1 de noviembre del 2014 de: [http://www.hobart.com.mx/producto-detalle.php?fam=3&cat=8&id\\_equipo=43&subc=0](http://www.hobart.com.mx/producto-detalle.php?fam=3&cat=8&id_equipo=43&subc=0)
- Indura s.a. (Marzo de 2010). *Indura*. Recuperado el 4 de noviembre del 2014 de: [http://www.indura.net/productos\\_detalle.asp?idq=1850&a=soldaduras&ai=3422&b=varillas&bi=3435&c=](http://www.indura.net/productos_detalle.asp?idq=1850&a=soldaduras&ai=3422&b=varillas&bi=3435&c=)
- INEN. (2012-2014). *INEN*. Recuperado el 4 de noviembre del 2014 de: <http://www.normalizacion.gob.ec/>
- Intermec. (2013). *Intermec, productos mecánicos para transmisión de potencia*. Recuperado el 4 de noviembre del 2014 de: <http://www.intermec.com.co/>
- ITALYMA.(s.f.).*Procesamiento de alimentos*. Recuperado el 4 de noviembre del 2014 de: <http://www.italyma.com/es/peladora-de-patatas/301-peladora-de-patatas-40.html>
- IZARO Manufacturing technology. (26 de 04 de 2012). *Bombas de engranajes*. Recuperado el 5 de noviembre del 2014 de: <http://www.izaro.com/contenidos/ver.php?id=es&se=5&su=52&co=1335437217>
- Keith, B. R. (Octava edición). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México: McGraw Hill.
- Laban, A. (13 de Octubre de 2012). *Pelado Químico*. Recuperado el 25 de octubre del 2014 de: <http://es.slideshare.net/RagurtolAgurtoLaban/pelado-quimico>
- Mauricio Ibarra Echeverría, E. N. (2010). *Manual de aceros inoxidables para soldadores*. Chile. 2M Impresores Ltda.
- Ministerio de Agricultura, Ganadería, Acuacultura y Pesca. (24 de Junio de 2014). *Ecuador se proyecta a ser exportador de papa*. Recuperado el 15 de octubre del 2014 de: <http://www.agricultura.gob.ec/ecuador-se-proyecta-a-ser-exportador-de-papa/>
- Minka Portas Ponce, J. G. (diciembre de 1997). *Comportamiento de los aceros AISI 304*. Recuperado el 10 de Noviembre del 2014 de: [http://bvs.sld.cu/revistas/sint/vol3\\_2\\_97/sint3297.htm](http://bvs.sld.cu/revistas/sint/vol3_2_97/sint3297.htm)
- MOTION & CONTROL NSK. (2009). *Rodamientos*. Alemania. NSK.



- Mott, R. L. (2006). *Mecánica de Fluidos*. México: Pearson educación.
- Mott, R. L. (3ra. Edición). *Resistencia de Materiales aplicada*. México. Pearson Educación.
- Mott, R. L. (4ta Edición). *Diseño de Elementos de Máquinas*. México. Pearson Education.
- Mott, R. L. (7ta. Edición). *Mecánica de Fluidos*. México. Pearson Prentice Hall.
- Provecuador. (2014). *Provecuador*. Recuperado el 7 de noviembre del 2014 de: <http://www.provecuador.com.ec/bandas-transmision.html#tipov>
- PURELIFE. (2014). *Sistemas de purificación y tratamiento de agua*. Recuperado el 7 de noviembre del 2014 de: <http://purelife.mex.tl/frameset.php?url=/intro.html>
- Quiminet. (15 de 10 de 2014). *Bombas por paletas*. Recuperado el 20 de noviembre del 2014 de: <http://www.quiminet.com/articulos/aplicaciones-y-ventajas-de-las-bombas-de-paletas-28435.htm>
- Ramones, P. (05 de Diciembre de 2014). *Procesos de Ensamble*. Recuperado el 20 de noviembre del 2014 de: <http://es.slideshare.net/Paulestaenfacebute/procesos-de-ensamble-42375862>
- Rega, P., & Rontomé, R. (2011). 279 - *Motores Eléctricos*. Recuperado el 20 de noviembre del 2014 de: <https://sites.google.com/site/279motoreselectricos/partes-fundamentales-de-un-motor-electrico/2-7-eje>
- Reis, P. M. (2015). *Tema05 Poleas - correas*. Recuperado el 2 de diciembre del 2014 de: <http://es.scribd.com/doc/212349572/Tema05-Poleas-correas#scribd>
- Richard budynas, K. N. (8va Edición). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México. McGraw Hill.
- Richard G. Budynas, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México. Mc Graw Hill.
- Rotor Clip Company, INC. (2010). *Especificaciones de Producto- Anillos de Retención*. New Jersey. Rotor Clip Company, INC.
- S.A, M. I.-I. (2010). *Manual Aceros Inoxidables*. Chile. 2M Impresores Ltda.
- Schillo, A. (1968). *Tablas para la electrotécnia*. Barcelona. Reverté S.A.

- Sevilla, J. M. (20 de Octubre de 2004). *Escaldado y Pelado al Vapor*. Recuperado el 20 de diciembre del 2014 de: [http://datateca.unad.edu.co/contenidos/211616/Articulos/Material\\_extendido/Escaldado\\_y\\_pelado\\_al\\_vapor.pdf](http://datateca.unad.edu.co/contenidos/211616/Articulos/Material_extendido/Escaldado_y_pelado_al_vapor.pdf)
- Universidad Carlos III de Madrid; Higinio Rubio Alonso. (2015). *OpenCourseWare*. Recuperado el 20 de diciembre del 2014 de: [http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disenio-mecanico-1/material\\_clase/ocw\\_correas1](http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disenio-mecanico-1/material_clase/ocw_correas1)
- WEG. (09 de 2014). *Motores eléctricos*. Recuperado el 10 de enero del 2015 de: <http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-guia-de-especificacion-50039910-manual-espanol.pdf>

# ANEXOS

## ANEXO A. TABLAS DE DATOS PARA CÁLCULOS DE DISEÑO

**Tabla 32** Efecto de la temperatura sobre la tensión del acero

**Tabla 6-4**

Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.\*  
 ( $S_T$  = resistencia a la tensión a la temperatura de operación;  $S_{RT}$  = resistencia a la tensión a temperatura ambiente;  $0.099 \leq \hat{\sigma} \leq 0.110$ )

Temperatura, °C	$S_T/S_{RT}$	Temperatura, °F	$S_T/S_{RT}$
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

**Fuente:** (Richard G. Budynas, 2008)

**Tabla 33 Factores de confiabilidad****Tabla 6-5**

Factores de confiabilidad  $k_e$  correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga

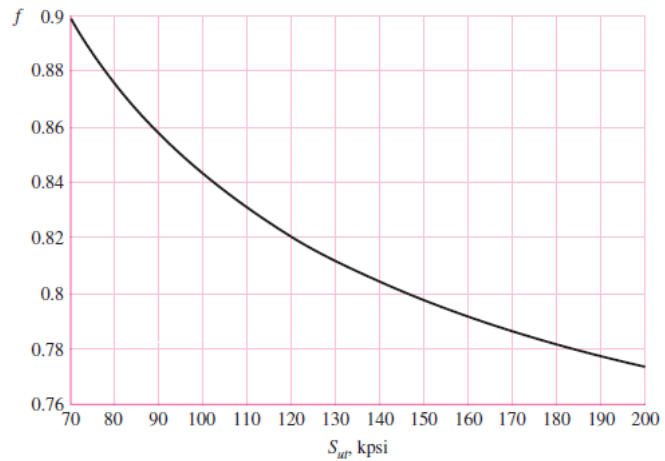
Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_a$	Factor de confiabilidad $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

**Fuente:** (Richard G. Budynas, 2008)

**Figura 58** Fracción de resistencia a la fatiga

**Figura 6-18**

Fracción de resistencia a la fatiga,  $f$ , de  $S_{ut}$  a los  $10^3$  ciclos para  $S_e = S'_e = 0.5S_{ut}$ .



**Fuente:** (Richard G. Budynas, 2008)

**Tabla 34** Constantes físicas del acero inoxidable

| Constantes físicas de materiales

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Relación de Poisson $\nu$	Peso unitario $w$		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb/pulg <sup>3</sup>	lb/ft <sup>3</sup>	kN/m <sup>3</sup>
Aluminio (todas las aleaciones)	10.3	71.0	3.80	26.2	0.334	0.098	169	26.6
Cobre al berilio	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Acero al carbono	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Fundición de hierro (gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Abeto Douglas	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Metal Monel	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Níquel plata	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Acero al níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Acero inoxidable [18-8]	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0

**Fuente:** (Richard G. Budynas, 2008)

**Tabla 35** Factor de la condición superficial

**Tabla 6-2**

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor $a$		Exponente $b$
	$S_{ut}$ , kpsi	$S_{ut}$ , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Fuente: (Richard G. Budynas, 2008)

**Tabla 36** Constantes físicas del acero inoxidable

Factores de servicio sugeridos $K_s$ para transmisiones de banda en V	Fuente de potencia	
	Maquinaria impulsada	Características del par de torsión normal o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Impacto ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Impacto medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Impacto pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

Fuente: (Budynas R. , 8va Edición, p. 882)

**Tabla 37** Factores de servicio para bandas V

Tipo de máquina impulsada	Tipo de impulsor					
	Motores de CA: par torsional normal <sup>a</sup> Motores de CD: bobinado en derivación Motores de combustión: múltiples cilindros			Motores de CA: Alto par torsional <sup>b</sup> Motores de CD: bobinado en serie, bobinado compuesto Motores de combustión: 4 cilindros o menos		
	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día
Agitadores, sopladores, ventiladores, bombas centrífugas, transportadores ligeros	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, máquinas herramienta, mezcladoras, transportadores de grava	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Elevadores de cangilones, máquinas textiles, molinos de martillos, transportadores pesados	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras, molinos de bolas, malacates, extrusoras de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Toda máquina que se pueda ahogar	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

<sup>a</sup>Síncronos, fase dividida, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.  
<sup>b</sup>Monofásicos, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.

Fuente: (Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, 4ta Edición, p. 274)

**Tabla 38** Ensayos de tensión

**Tabla A-22**

Resultados de ensayos a la tensión de algunos metales \* Fuente: J. Datsko, "Solid Materials", capítulo 32, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown, Jr. (editores en jefe). Standard Handbook of Machine Design, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2004, pp. 32.49-32.52.

Número	Material	Condición	Resistencia (a la tensión)					Resistencia a la deformación, exponente $m$	Resistencia a la fractura $e_f$
			Fluencia $S_y$ MPa (kpsi)	Última $S_u$ MPa (kpsi)	A la fractura, $\sigma_F$ MPa (kpsi)	Coefficiente $\sigma_F$ MPa (kpsi)			
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) <sup>†</sup>	620 (90.0)	0.25	1.05	
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) <sup>†</sup>	992 (144)	0.14	0.49	
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) <sup>†</sup>	758 (110)	0.24	0.85	
1045	Acero	TyR 600°F	1 520 (220)	1 580 (230)	2 380 (345)	1 880 (273) <sup>†</sup>	0.041	0.81	
4142	Acero	TyR 600°F	1 720 (250)	1 930 (210)	2 340 (340)	1 760 (255) <sup>†</sup>	0.048	0.43	
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1 520 (221) <sup>†</sup>	1 410 (205)	0.51	1.16	
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1 600 (233) <sup>†</sup>	1 270 (185)	0.45	1.67	
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) <sup>†</sup>	620 (90)	0.28	0.10	
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) <sup>†</sup>	689 (100)	0.15	0.18	
7075	Aleación de aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) <sup>†</sup>	882 (128)	0.13	0.18	

Fuente: (Budynas R. G., 8va. Edición, p. 1023)

**Tabla 39** Tabla de propiedades del agua

**TABLA A.1** Unidades del SI  
[101 kPa (abs)].

Temperatura (°C)	Peso específico $\gamma$ (kN/m <sup>3</sup> )	Densidad $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Viscosidad dinámica $\eta$ (Pa·s)	Viscosidad cinemática $\nu$ (m <sup>2</sup> /s)
0	9.81	1000	$1.75 \times 10^{-3}$	$1.75 \times 10^{-6}$
5	9.81	1000	$1.52 \times 10^{-3}$	$1.52 \times 10^{-6}$
10	9.81	1000	$1.30 \times 10^{-3}$	$1.30 \times 10^{-6}$
15	9.81	1000	$1.15 \times 10^{-3}$	$1.15 \times 10^{-6}$
20	9.79	998	$1.02 \times 10^{-3}$	$1.02 \times 10^{-6}$
25	9.78	997	$8.91 \times 10^{-4}$	$8.94 \times 10^{-7}$
30	9.77	996	$8.00 \times 10^{-4}$	$8.03 \times 10^{-7}$
35	9.75	994	$7.18 \times 10^{-4}$	$7.22 \times 10^{-7}$
40	9.73	992	$6.51 \times 10^{-4}$	$6.56 \times 10^{-7}$
45	9.71	990	$5.94 \times 10^{-4}$	$6.00 \times 10^{-7}$
50	9.69	988	$5.41 \times 10^{-4}$	$5.48 \times 10^{-7}$
55	9.67	986	$4.98 \times 10^{-4}$	$5.05 \times 10^{-7}$
60	9.65	984	$4.60 \times 10^{-4}$	$4.67 \times 10^{-7}$
65	9.62	981	$4.31 \times 10^{-4}$	$4.39 \times 10^{-7}$
70	9.59	978	$4.02 \times 10^{-4}$	$4.11 \times 10^{-7}$
75	9.56	975	$3.73 \times 10^{-4}$	$3.83 \times 10^{-7}$
80	9.53	971	$3.50 \times 10^{-4}$	$3.60 \times 10^{-7}$
85	9.50	968	$3.30 \times 10^{-4}$	$3.41 \times 10^{-7}$
90	9.47	965	$3.11 \times 10^{-4}$	$3.22 \times 10^{-7}$
95	9.44	962	$2.92 \times 10^{-4}$	$3.04 \times 10^{-7}$
100	9.40	958	$2.82 \times 10^{-4}$	$2.94 \times 10^{-7}$

Fuente: (Mott, Mecánica de Fluidos, 7ta. Edición, p. 589)

**Tabla 40** Tabla con diferente estandarización de pernos

Norma ISO (métrica)			Norma ANSI (EU)			
Diámetro nominal, mm	Rosca gruesa, mm	Rosca fina, mm	Tamaño nominal	Diámetro principal, in	Roscas/in, gruesa (UNC)*	Roscas/in, fina (UNF)*
2	0.4		2	0.086	56	64
3	0.5		4	0.112	40	48
4	0.7		6	0.138	32	40
5	0.8		8	0.164	32	36
6	1.0		10	0.190	24	32
8	1.25		12	0.216	24	28
10	1.5	1.25	1/4	0.250	20	28
12	1.75	1.25	3/8	0.375	16	24
16	2.0	1.5	1/2	0.500	13	20
20	2.5	1.5	5/8	0.625	11	18
24	3.0	2.0	3/4	0.750	10	16
30	3.5	2.0	1	1.000	8	12

\*Por sus siglas en inglés, UNC significa gruesa unificada y UNF quiere decir fina unificada, en la norma ANSI.

Fuente: (Ramones, 2014)

**Tabla 41** Valores de diseño de la rugosidad de tubos

Material	Rugosidad $\epsilon$ (m)	Rugosidad $\epsilon$ (pie)
Vidrio	Liso	Liso
Plástico	$3.0 \times 10^{-7}$	$1.0 \times 10^{-6}$
Tubo extruido; cobre, latón y acero	$1.5 \times 10^{-6}$	$5.0 \times 10^{-6}$
Acero, comercial o soldado	$4.6 \times 10^{-5}$	$1.5 \times 10^{-4}$
Hierro galvanizado	$1.5 \times 10^{-4}$	$5.0 \times 10^{-4}$
Hierro dúctil, recubierto	$1.2 \times 10^{-4}$	$4.0 \times 10^{-4}$
Hierro dúctil, no recubierto	$2.4 \times 10^{-4}$	$8.0 \times 10^{-4}$
Concreto, bien fabricado	$1.2 \times 10^{-4}$	$4.0 \times 10^{-4}$
Acero remachado	$1.8 \times 10^{-3}$	$6.0 \times 10^{-3}$

Fuente: (Mott, 7ta. Edición, pág. 235)

## ANEXO B. MANUAL DE INSTALACIÓN, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO



## **GENERAL**

La máquina peladora de papas con un peso neto de 94kg; está diseñada para pelar de 11 a 16 kg (25 a 35lb) de producto en 1.50 a 3 minutos, usando un motor de 2hp, el cual impulsa una bomba de agua, activando el sistema de reutilización permitiendo ahorrar de 30 a 40 litros por parada.

Incorpora un disco con material abrasivo, el cual girará a altas revoluciones, permitiendo que los desechos de la cáscara junto con el agua, se transporten al sistema de filtrado, permitiendo la salida del producto terminado por medio de la compuerta lateral.

## **INSTALACIÓN**

La máquina posee tres compartimentos, en conjunto los cuales se encuentran guiados por números laterales, como de ganchos de aseguramiento por cada sección.

Es de notable importancia que el espacio en donde la máquina será instalada, cumpla con espacio suficiente para su limpieza, mantenimiento, y operación adecuada.

## **CARACTERÍSTICAS**

- Motor de 2 H.P. con protección
- Alojamiento con acabado de acero inoxidable
- Dividida en tres diferentes compartimientos.
- Disco abrasivo removible
- Eje motriz de acero inoxidable
- Compuerta lateral de salida, con palanca de cierre.
- Tapa superior de acero inoxidable con gancho de seguridad.
- Reservorio de agua para 30lts, con filtros en acero inoxidable.
- Cable sucre y caja de mando para conexión eléctrica.

## **PRIMER COMPARTIMIENTO (SISTEMA MOTRIZ)**

Consta de un motor de 2hp apernado sobre un dispositivo tensor para la facilidad de templado de la bandas para mantenimiento o cambio; tres poleas de aluminio impulsada por 2 correas en V A24 y A32; una bomba de caudal (agua), la cual consta de tuberías herméticas para la reutilización del fluido, apernada a una base de forma paralela al motor, para facilidad de mantenimiento.

## **SEGUNDO COMPARTIMIENTO (RESERVORIO DE AGUA)**

Alberga alrededor de 30lts de agua; el compartimiento debe ser montado de manera guiada por medio de los ganchos exteriores, encima del primer compartimiento, respetando los números grabados.

**ADVERTENCIA: EL AGUA DEBE LLEGAR HASTA EL LÍMITE INDICADO EN EL VISOR UBICADO EN EL LATERAL DEL RESERVORIO, PARA SEGURIDAD DE LOS EQUIPOS ALEDAÑOS.**

## **TERCER COMPARTIMIENTO (TANQUE DE PELADO)**

Con capacidad para 100kg/h; cubierto lateralmente con banda para el lavado del producto; el compartimiento cilíndrico, debe ser levantado y montado siguiendo el patrón indicado para el segundo compartimiento.

Se colocan los filtros en los agujeros laterales de la base y el disco abrasivo, debe ser instalado sobre el eje con pasador, asegurándose que este colocado adecuadamente. Es importante que el cilindro este sujeto de manera perfecta al compartimiento anterior.

**ADVERTENCIA: LA MÁQUINA DEBE ESTAR TOTALMENTE APAGADA PARA COLOCAR EL DISCO ABRASIVO.**

La compuerta de salida del producto es una pieza no desmontable, pero por seguridad debe permanecer cerrada durante el pelado de las papas, hasta que el proceso termine, abriéndola para la salida de las mismas.

La Tapa superior es de larga durabilidad y facilidad de limpieza, de acero inoxidable de uso alimenticio, simple para acceso a la limpieza, y no es desmontable, por lo que ya está instalada.

Disco abrasivo de larga durabilidad, comodidad y limpieza, debe ser colocado sobre el eje con pasador, con el apriete adecuado.

El Eje motriz de acero inoxidable es confiable y de vida infinita, diseño avanzado para un gran desempeño, debe ser instalado entre los tres compartimientos, con los respectivos rodamientos.

El cajetín de mando eléctrico deberá ser instalado en una superficie plana, como una pared cercana a la máquina; teniendo en cuenta que debe estar lejos de la salpicadura del agua, para evitar un cortocircuito.

**ADVERTENCIA: LA MÁQUINA DEBE SER CONECTADA UNA VEZ LOS TRES COMPARTIMIENTOS Y EL DISCO ABRASIVO SE ENCUENTREN ASEGURADOS Y COLOCADOS CORRECTAMENTE.**

## **OPERACIÓN**

El producto requiere antes de proceder a su pelado, sea lavado hasta que todo el exceso de tierra sea removido.

Una vez el producto limpio esté listo, se verifica que la puerta lateral se encuentre cerrada, antes de colocar las papas. La carga de papas deberá realizarse sin encender la máquina por seguridad.

Cerrando la tapa superior para evitar ser golpeados por ningún desperdicio, se procede a encender la máquina, hasta que las papas estén completamente peladas, abriendo la compuerta lateral para la salida del producto.

**ADVERTENCIA: MIENTRAS LA MÁQUINA ESTE FUNCIONANDO, MANTENGA LAS MANOS FUERA DE LA ZONA DE PELADO.**

Después de máximo 3 paradas, el disco debe ser levantado y se deben sacar los desechos de los filtros, para evitar que lleguen al reservorio de agua.

## **MANTENIMIENTO**

### **LUBRICACIÓN**

Esta máquina no necesita lubricación, ya que consta de rodamientos de bolas los cuales se cambian al cumplir sus horas de trabajo.

#### **MANTENIMIENTO DIARIO (CADA 8 HORAS)**

- Limpieza del tercer compartimiento, retirando los residuos de cáscara en las paredes, disco y filtros.
- Cambio de agua del segundo compartimiento.

#### **MANTENIMIENTO MENSUAL (CADA 160 HORAS)**

- Limpieza exterior e interior de todos los compartimientos, revisando que no exista fugas en el sistema de bombeo.
- Revisión general de todos los elementos de sujeción.

#### **MANTENIMIENTO ANUAL (CADA 1920 HORAS)**

- Cambio de bandas y revisión de poleas.
- Cambio de tuberías del sistema de bombeo.

- Revisión general del sistema eléctrico.

**NOTA: El rodamiento y la chumacera, deberán ser cambiados a las 8650 horas de trabajo.**

## **ANEXO C. EXPERIMENTO # 1**

### **PELADO MANUAL DE PAPAS**

**Objetivo del experimento:**

- Demostrar el tiempo que toma el pelado de papas de forma manual.

**Materiales:**

- 25lb de papas
- Cuchillos
- Cronómetro
- Agua
- Balanza

**Procedimiento:**

- Se selecciona dos personas que pelan papas de manera cotidiana.
- Dotación de cuchillos para el procedimiento.
- Encerado del cronómetro.
- Llenado de envases con agua, para el lavado de las papas peladas.
- Inicio del pelado de papas.
- Lavado de papas.

**Figura 59** Imágenes de respaldo del experimento



**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

### **Conclusión:**

- De forma manual se gasta un promedio de 30ts de agua en una parada de 25lb, lo que indica que en 8 horas de trabajo existe un gasto de 360lts de agua.
- El tiempo total en pelar papas de forma manual entre dos personas es de 40 minutos, sin paradas ni descansos.

En la siguiente tabla se expone el tiempo que tomó y el gasto de agua en el pelado de 25lb de papas de forma manual.

**Tabla 42** Resultados del pelado de papas manual

<b>Carga en Libras</b>	<b>Tiempo de pelado (min)</b>	<b>Uso de Agua (lts)</b>
<b>10</b>	<b>23.22</b>	<b>10</b>
<b>15</b>	<b>28.51</b>	<b>5</b>
<b>18</b>	<b>33.47</b>	<b>5</b>
<b>20</b>	<b>36.27</b>	<b>5</b>
<b>Total carga (lb): 25</b>	<b>Total tiempo (min): 40.27</b>	<b>Total agua utilizada (lt): 30</b>

**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

## **ANEXO D. EXPERIMENTO # 2**



## Capacidad de la bomba de aspas disponible

Para determinar la capacidad de la bomba, se realiza de manera experimental, la variación de velocidad respecto al flujo volumétrico que operará la bomba.

Procedimiento para obtener los datos:

- Instalación de mangueras en la bomba.



- Perforación de un recipiente con capacidad de 3 litros, para que ingrese el agua.



- Instalación del recipiente de 3 litros en las mangueras de la bomba.
- Con la ayuda de la motricidad del torno y sus diferentes velocidades (rpm), se sujeta el eje motriz de la bomba al mandril del torno.



- Con la ayuda de las velocidades de la columna azul, se realizara el experimento.

	♥	90	180
🐌	♣	140	280
	♦	224	448
	♥	355	710
🐇	♣	560	1120
	♦	900	1800

- El recipiente de 3 litros será llenado con agua, y se repetirá con cada una de las revoluciones marcadas en la tabla de velocidades del torno, paralelamente se debe tomar medida del tiempo que demora en bombear los 3 litros de agua.



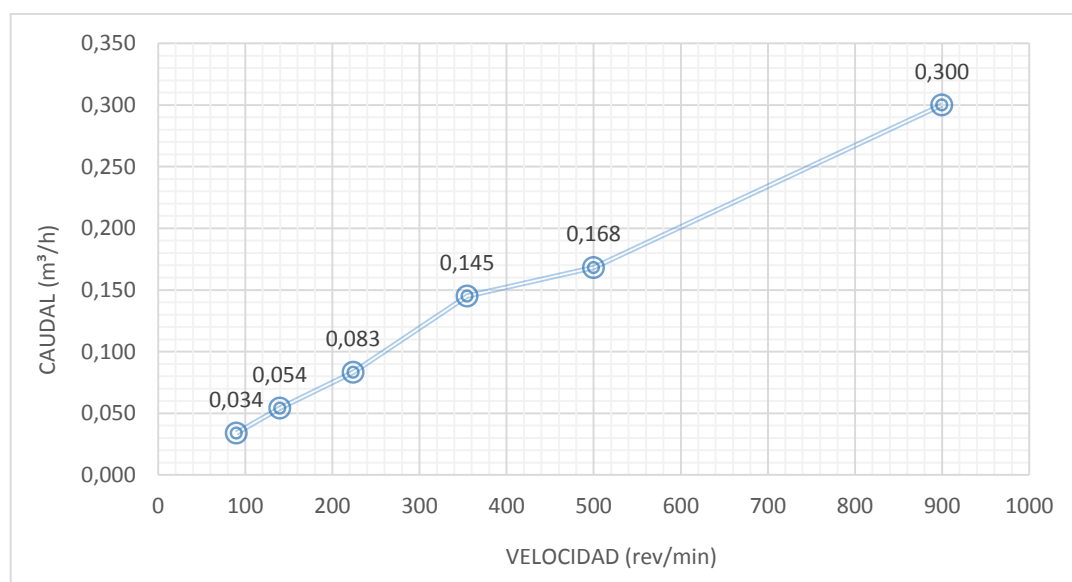
Los datos tabulados mediante el experimento son los siguientes:

**Tabla 43** Resultados del experimento

N° DATOS	VELOCIDAD (rev/min)	TIEMPO (min)	VOLUMEN (lt)	CAUDAL (lt/min)	CAUDAL (m <sup>3</sup> /h)
1	90	5,3	3	0,56604	0,034
2	140	3,32	3	0,90361	0,054
3	224	2,16	3	1,38889	0,083
4	355	1,24	3	2,41935	0,145
5	500	1,07	3	2,80374	0,168
6	900	0,6	3	5,00000	0,300

Elaborado por: Diana Mena y Carlos Jácome

**Figura 60** Relación entre caudal y velocidad



Elaborado por: Diana Mena y Carlos Jácome

**Conclusión:**

Se afirma que la capacidad de flujo volumétrico de la bomba varía de forma directa con la variación de la velocidad en el rotor, es decir, que el flujo volumétrico será directamente proporcional con la velocidad, a su vez, el caudal con la velocidad de 900 rpm con un caudal de  $0,3 \text{ m}^3/\text{h}$  será suficiente para abastecer a la máquina mientras está operando.

## **ANEXO E. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO**

Plantea la comprobación del funcionamiento global de la máquina, dentro de los parámetros establecidos de diseño, así como el tiempo del pelado de 100kg/h y la calidad del producto terminado.

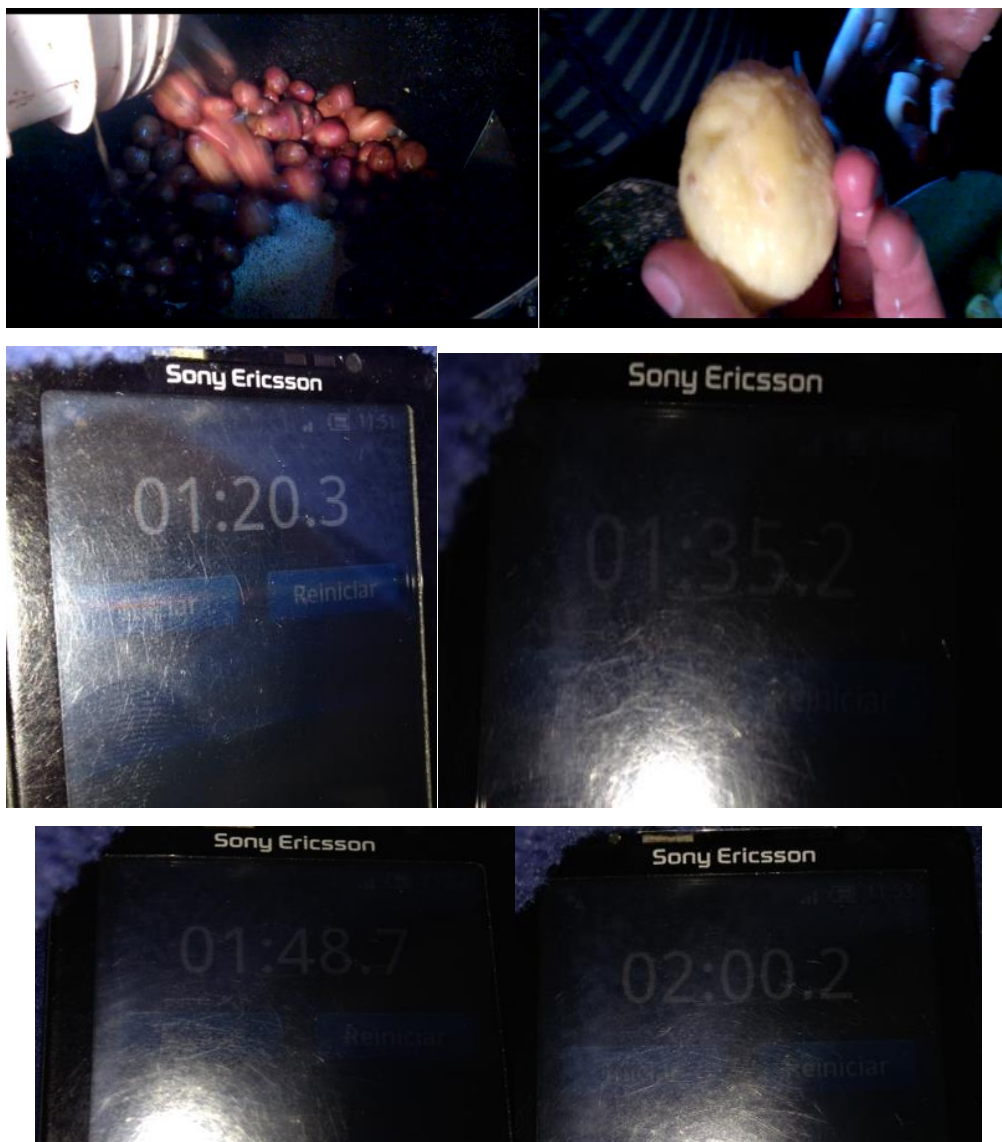
A continuación se detalla las pruebas de funcionamiento del pelado de papas de primera, de 65mm; con la finalidad de verificar los tiempos por parada y la calidad del producto terminado, así como verificar el funcionamiento del sistema de bombeo, tomando en cuenta que el reservorio de agua se encuentra lleno con 30lt de agua,

**Tabla 44** Pruebas de pelado de papas

<b>Carga por parada en lb</b>	<b>Tiempo de pelado (min)</b>	<b>Tiempo de entrada y salida del producto (min)</b>	<b>Aspecto del producto terminado</b>	<b>Abastecimie nto de agua</b>
<b>25</b>	1,20	2	Correcto	Correcto
<b>30</b>	1,35	2	Correcto	Correcto
<b>35</b>	1,49	2	Correcto	Correcto
<b>40</b>	2	2	Correcto	Correcto

**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

**Figura 61** Imágenes de respaldo de las pruebas de funcionamiento



**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

Dentro de la prueba de funcionamiento, se procedió a realizar la comprobación de los siguientes ítems:

- Elementos utilizados
- Mando eléctrico
- Seguridad
- Ejecución de la operación
- Producto terminado

**Tabla 45** Pruebas de Funcionamiento

<b>Descripción</b>	<b>Instrumento de verificación</b>	<b>Operación</b>	<b>Resultado</b>
<b>Diseño de la máquina</b>	Planos	Confirmación de elementos utilizados	Correcto
<b>Mando eléctrico</b>	Manual de operación	Encendido y funcionamiento	Correcto
<b>Seguridad</b>	Visual	Inspeccionar la seguridad global	Correcto
<b>Tiempo de Pelado de papas por parada</b>	Cronómetro	Verificar que la máquina procede al pelado de papas en el tiempo establecido	Correcto
<b>Producto terminado</b>	Visual	Verificar el acabado superficial	Correcto

**Elaborado por:** Diana Mena y Carlos Jácome

## **ANEXO F. FOTOGRAFÍAS DE RESPALDO**

### **Bases de seguros**



**Conformación de ganchos para seguros**



**Ganchos doblados con oxiacetilénico**

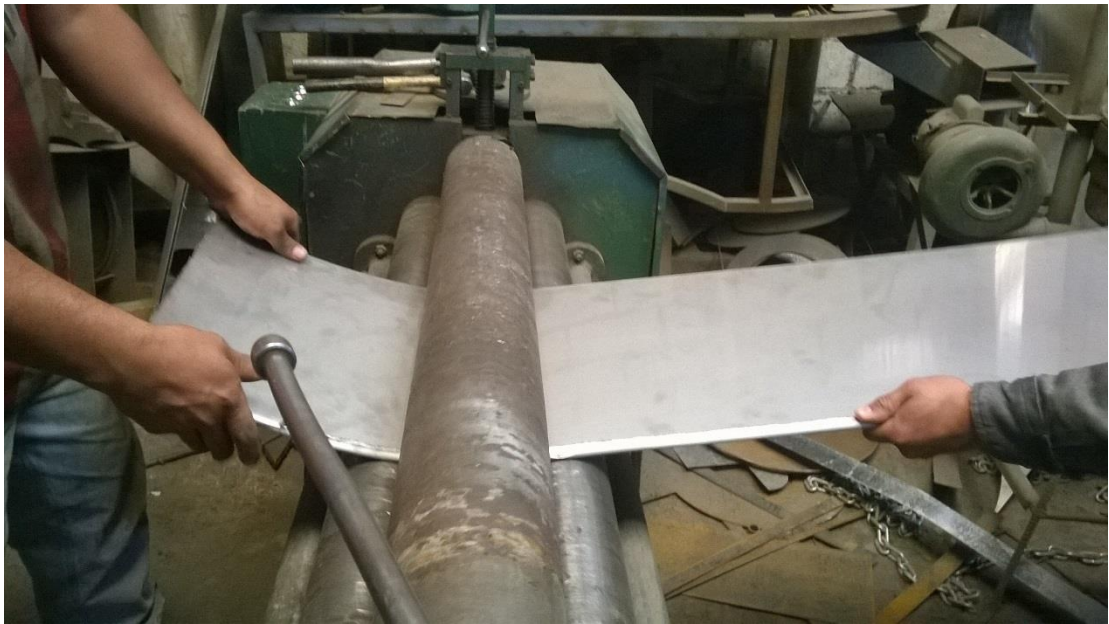




**Rolado de tanques**



**Rolado de tanques**

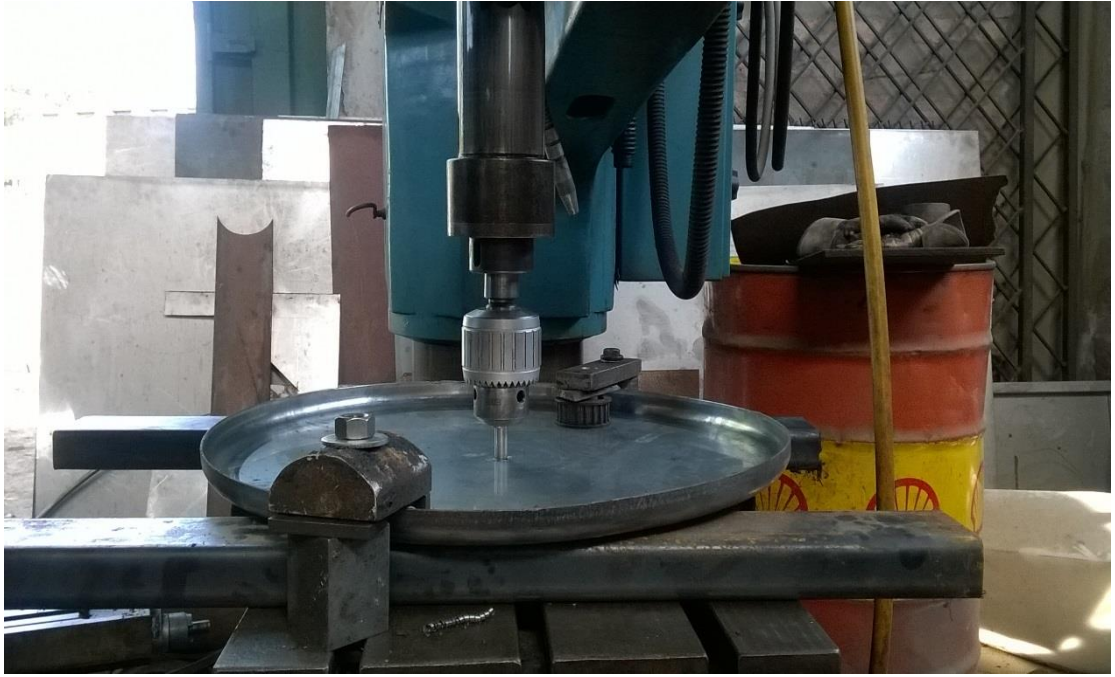


**Soldadura interna de tanques**





**Perforación de bases**



**Esmerilado y pulido de juntas soldadas**



**Armado general externo de la máquina**





**Elaboración de la base del motor**



**Elaboración del dispositivo tensor**



**Elaboración del porta rodamiento superior para el eje**



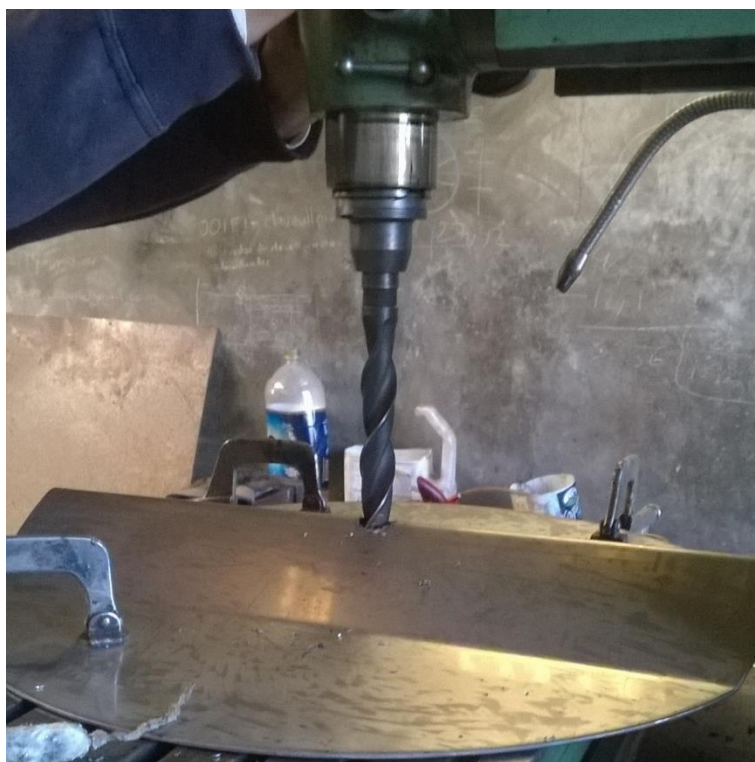


**Elaboración del porta retenedor**



**Corte del disco giratorio mediante plasma**





**Soldaduras de las bases del motor y de la bomba**

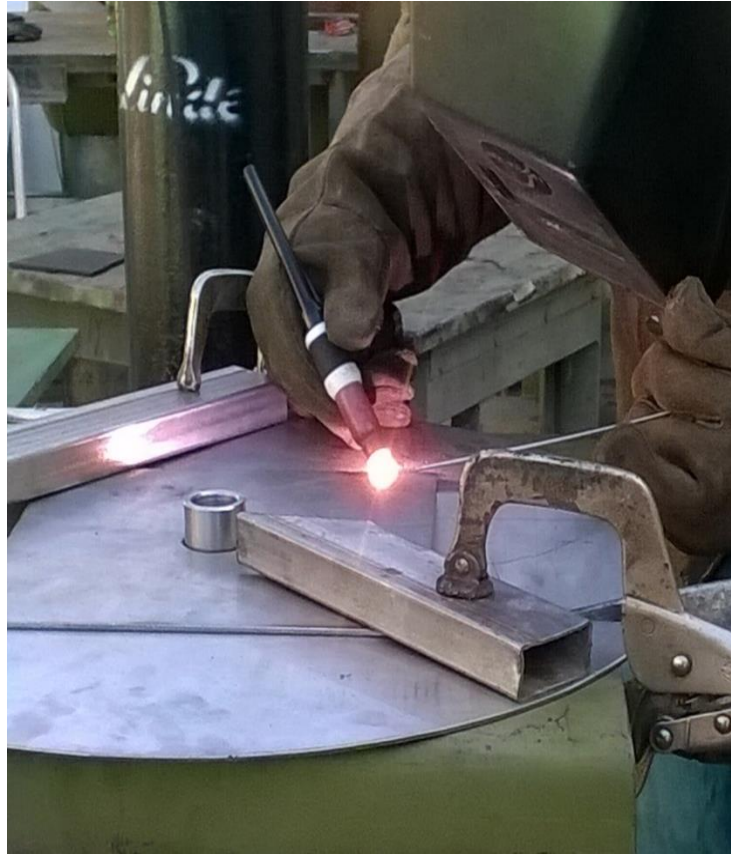


**Elaboración de los porta filtros**



**Soldadura de la base del disco giratorio**





**Montaje del disco giratorio en el primer tanque**



**Vista frontal de la maquina**

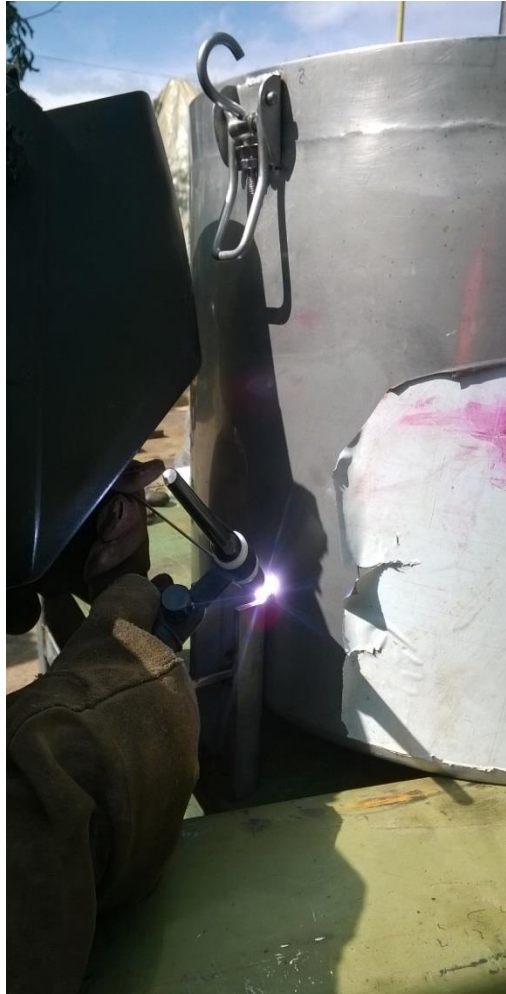


**Elaboración de tapa superior**





**Soldadura de los soportes laterales**



**Confirmación del peso de la máquina**

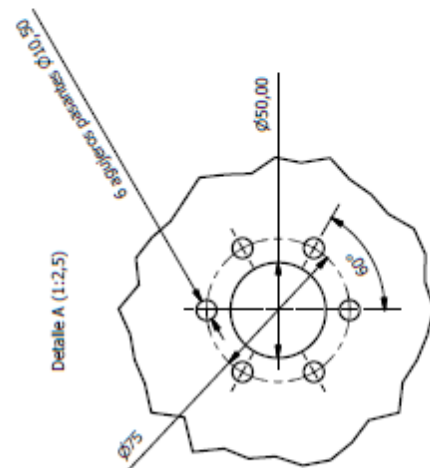
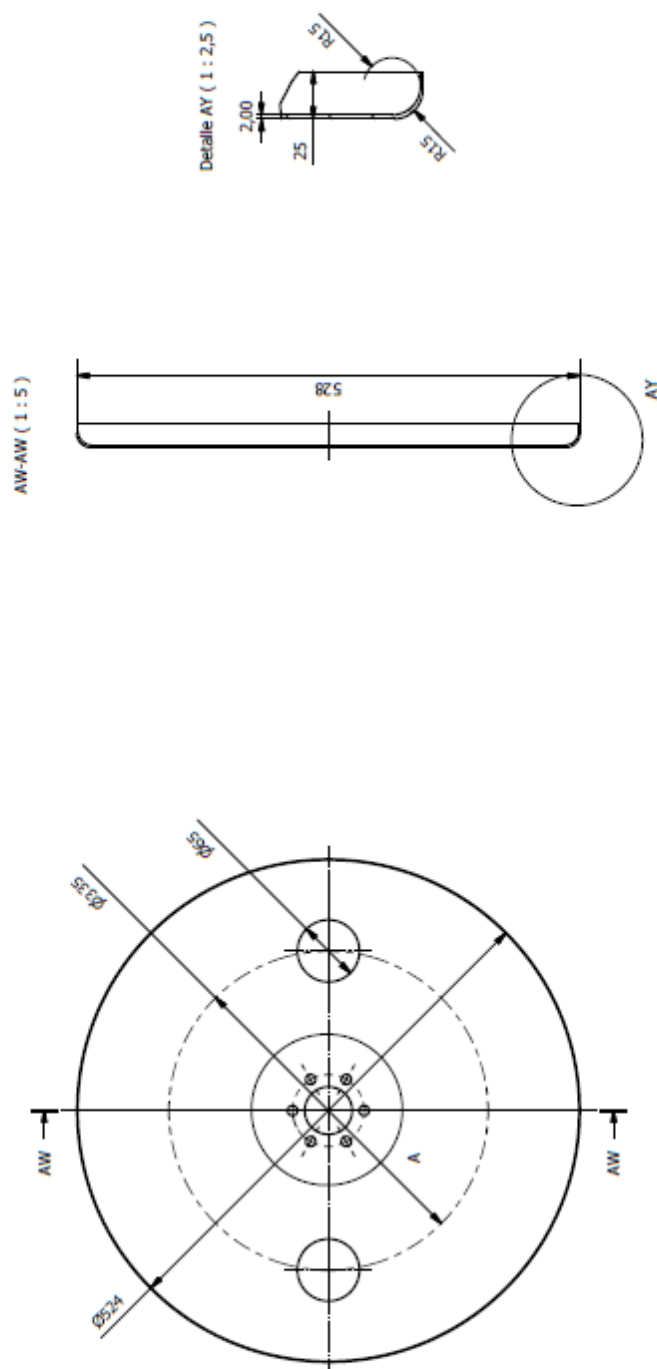


## **ANEXO G. PLANOS DE DISEÑO**

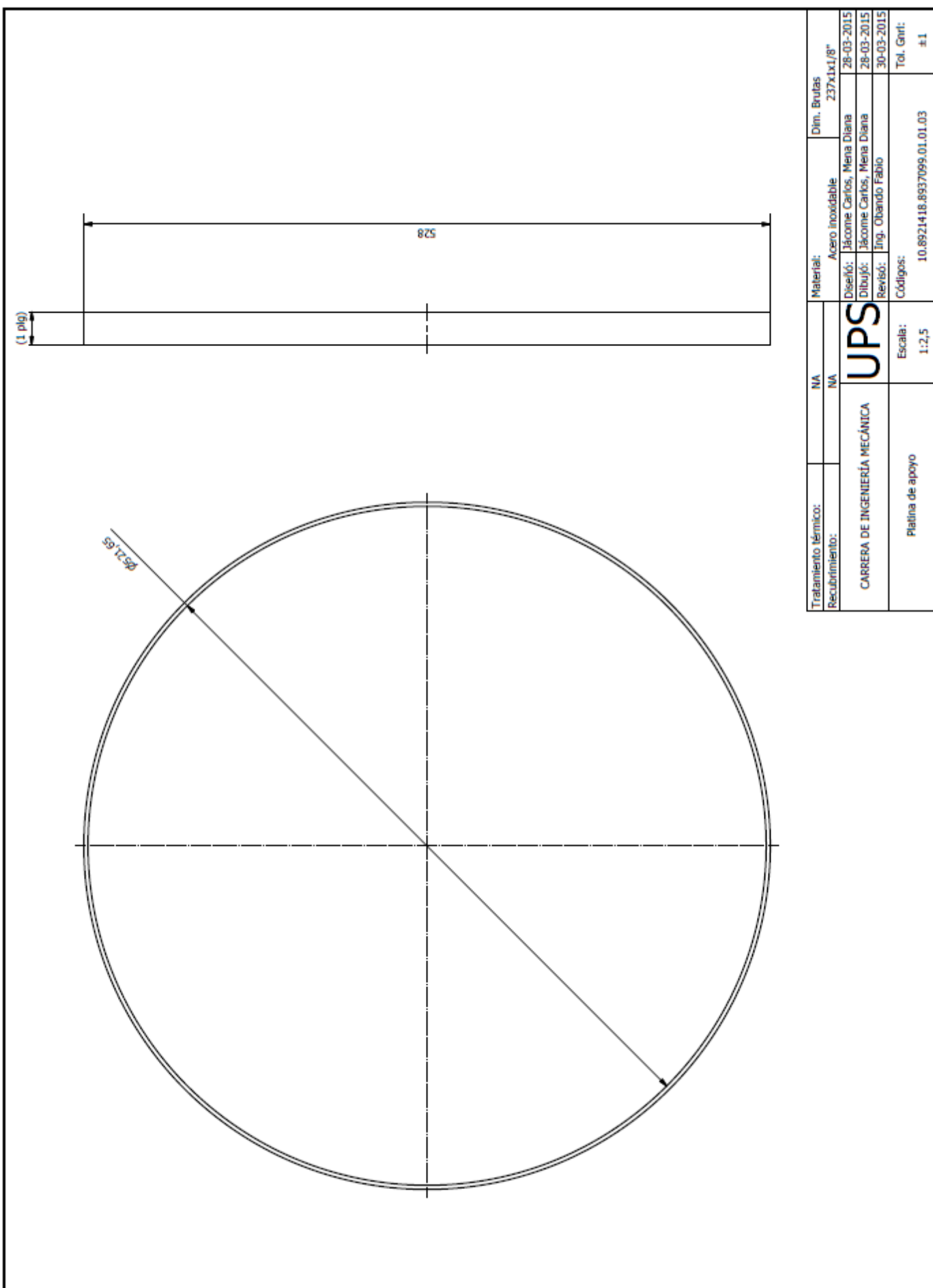




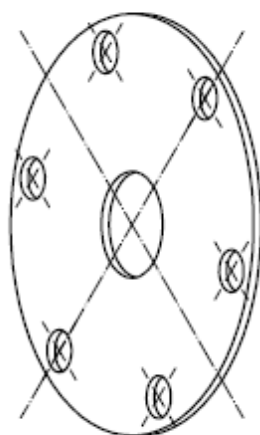
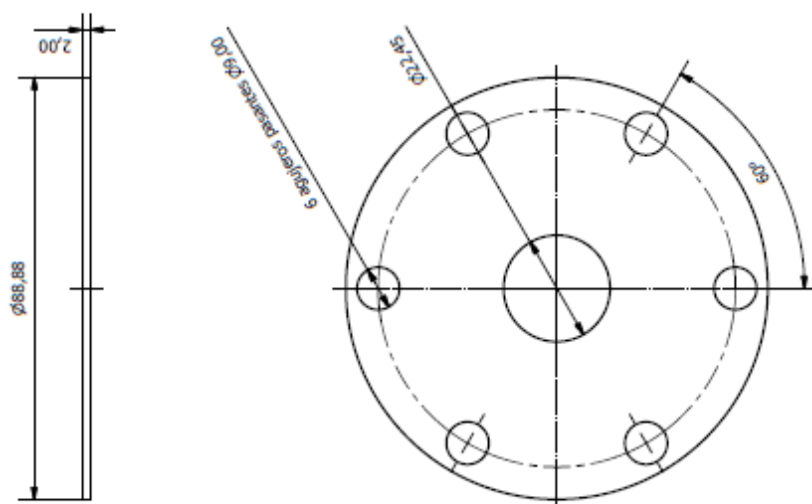
11	Ensamblaje seguros	1	NA	Acero inoxidable	NA	Véase en plano 10.0000.0000.01.04
10	Perno cabeza hex interna	6	NA	Acero inoxidable	NA	M10x1.5
9	Porta filtro	2	NA	Acero inoxidable	NA	NA
8	Tolva de descarga	1	NA	Acero inoxidable	2440x1220x2 mm	NA
7	Porta retenedor	1	NA	Acero inoxidable	100x120 mm	NA
6	Rodamiento de bolas	1	IIS B 1521	NA	NA	SKF (C) - SKF 6205-2RSR.C3
5	Porta rodamiento	1	NA	Acero inoxidable	100x120 mm	NA
4	Empaque	2	NA	Caucho, Silicona	210x297x2 mm	NA
3	Platina de apoyo	1	NA	Acero inoxidable	6000x1x1/8 pulg	NA
2	Plato base 1	1	NA	Acero inoxidable	2440x1220x2 mm	NA
1	Cilindro 1	1	NA	Acero inoxidable	2440x1220x2 mm	NA
Pos.	Denominación	Cant	Norma	Material	Dim. Brutas	Observaciones
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA			<div>UPS</div>			
Ensamblaje 1			Escala: 1:10	Códigos:	Tol. Gmrl: 10.8921418.8937099.01.01 #1	



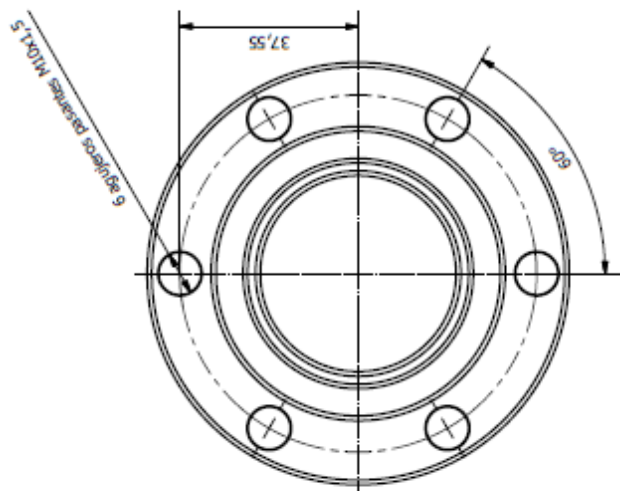
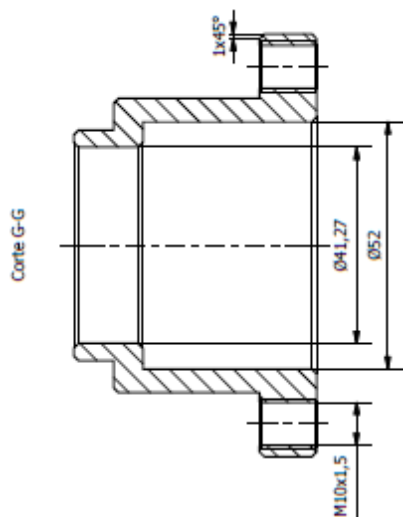
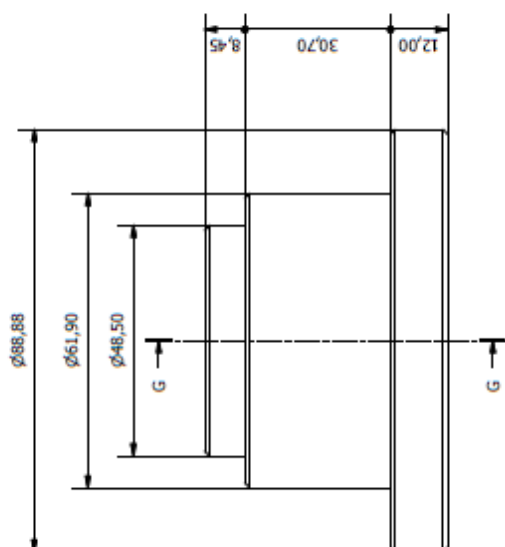
Tratamiento térmico:	NA	UPS	Material:	Acero inoxidable 304	Dim. Brutas	2440x1220x2 mm
Recubrimiento:	NA		Diseño:	Jacome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
			Dibujos:	Jacome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
			Revisó:	Ing. Orlando Fabio	30-03-2015	
Plato base 1			Escala:	1:5		
			Códigos:	10.8921418.8937099.01.01.02		Tol. Gmt:
						± 1







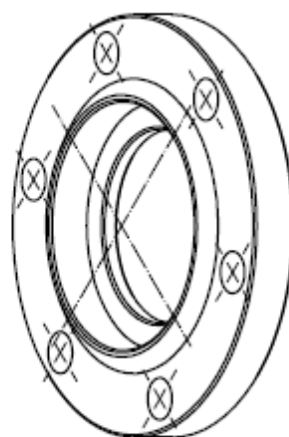
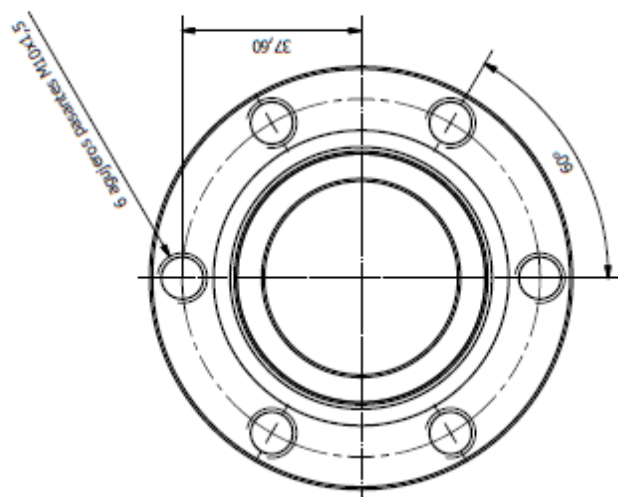
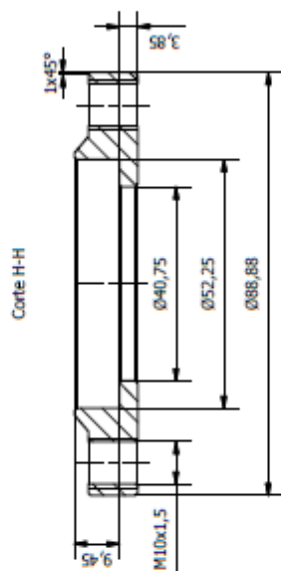
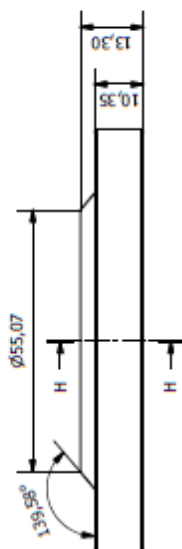
Tratamiento térmico:	NA	Material:	Caudho	Dim. Brutas
Recubrimiento:	NA	Diseño:	Jácome Carlos, Mena Diana	210x297x2 mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015
		Revisó:	Ing. Obando Fabio	28-03-2015
		Códigos:		30-03-2015
Empaque		Escala:	Tol. Grit:	
		1:1	10.8921418.8937099.01.01.04	
			±1	



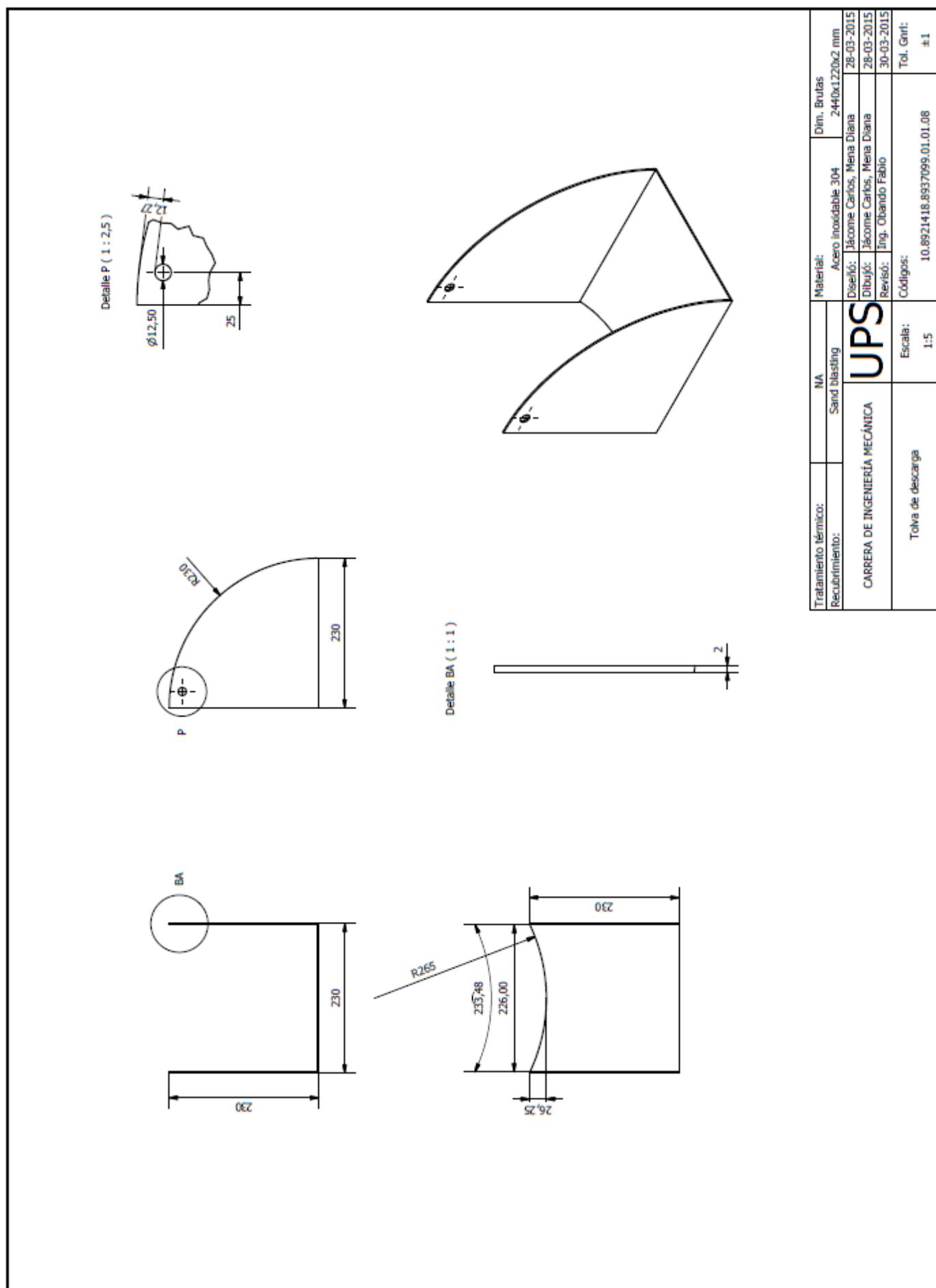
Tritamiento térmico:	NA	Material:	Acero inoxidable	Dim. Brutas	100x120 mm
Recubrimiento:	NA	Diseño:	Jakome Carlos, Mena Diana		26-03-2015
		Dibujó:	Jakome Carlos, Mena Diana		26-03-2015
		Revisó:	Ing. Obando Fabio		30-03-2015
		Códigos:		Tol. Grnt:	±1
		Escala:	1:1		
		Porta Rodamiento	10.8921418.8937099.01.01.05		

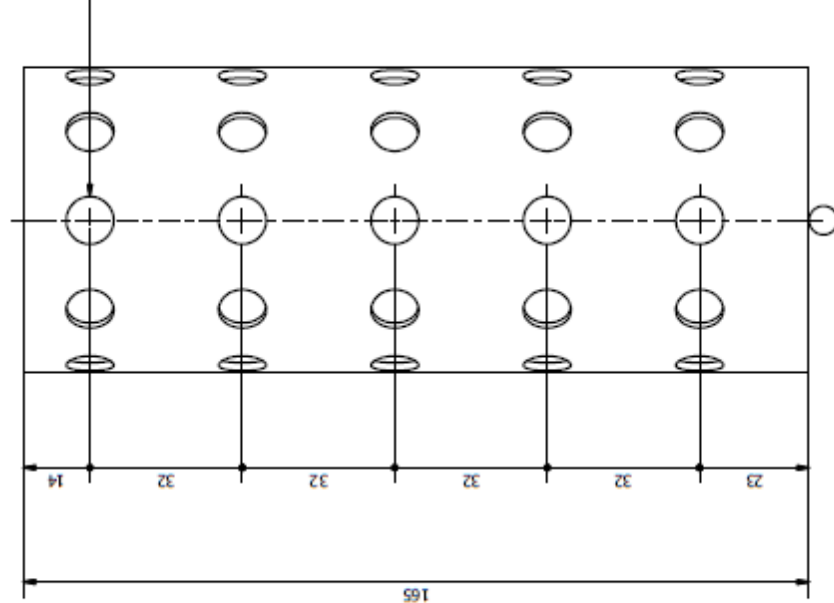
UPS

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

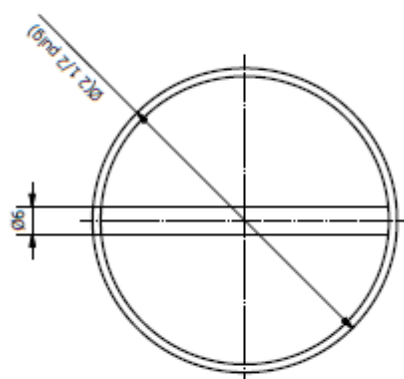
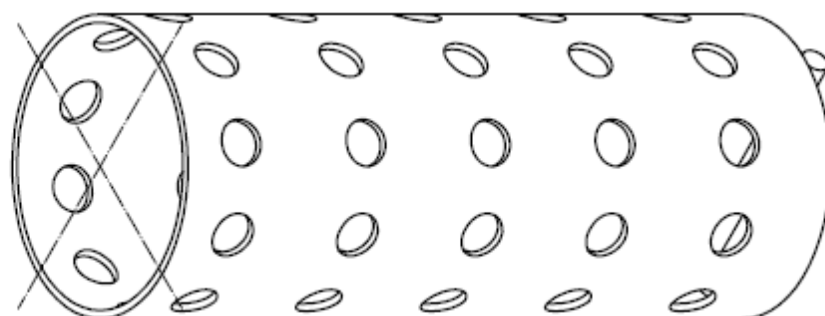


Treatment term:	NA	Material:	Acero inoxidable	Dim. Brutas	100x120 mm
Recubrimiento:	NA	Diseño:	Jácome Carlos, Mena Diana		28-03-2015
		Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana		28-03-2015
		Revisó:	Ing. Obando Fabio		30-03-2015
		Códigos:		Tol. Grit:	±1
		Escala:	1:1		
		Porta relator			

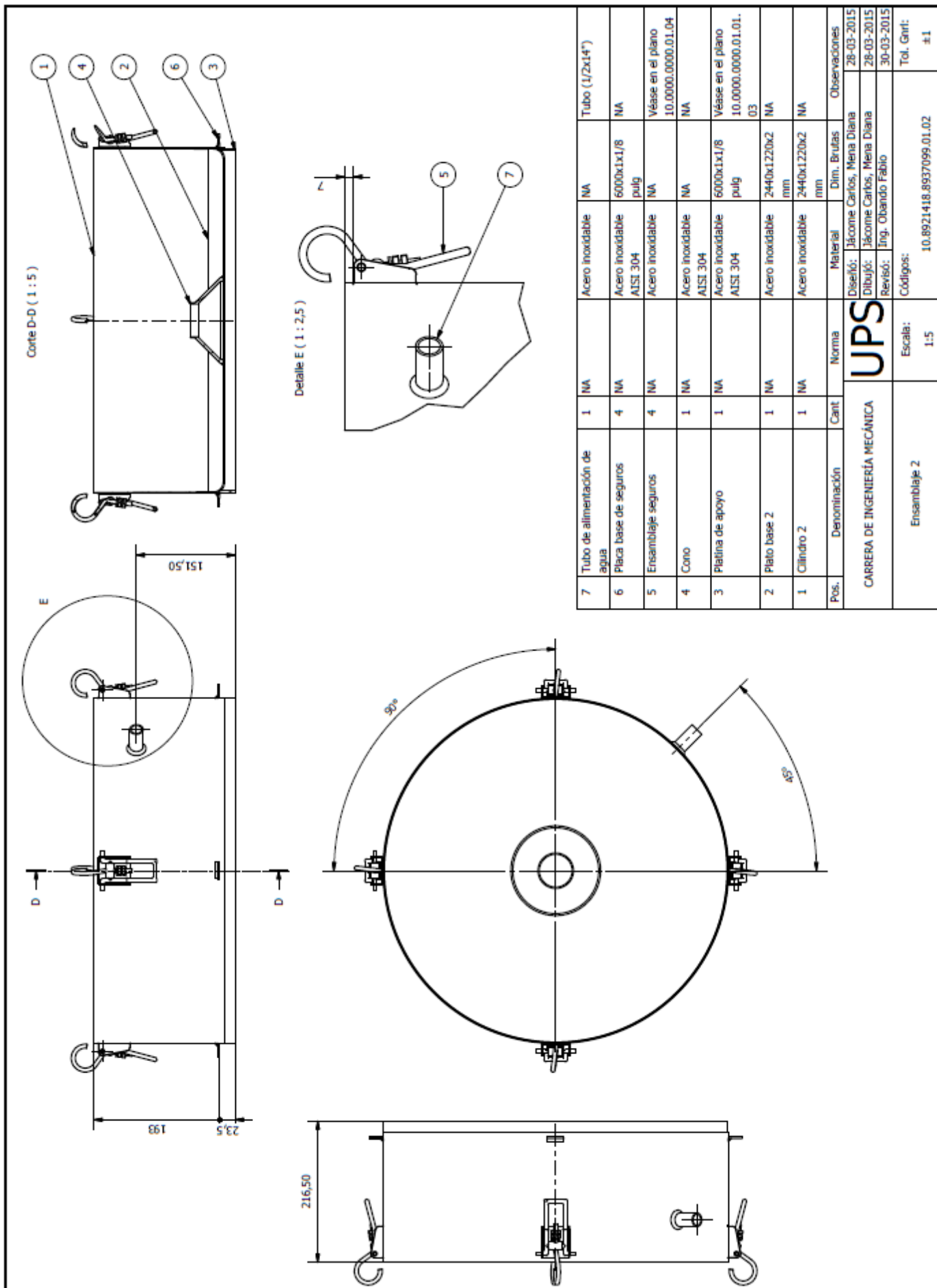




Ø10,00 - 10 agujeros en rev de 360° - 5 agujeros cada fila

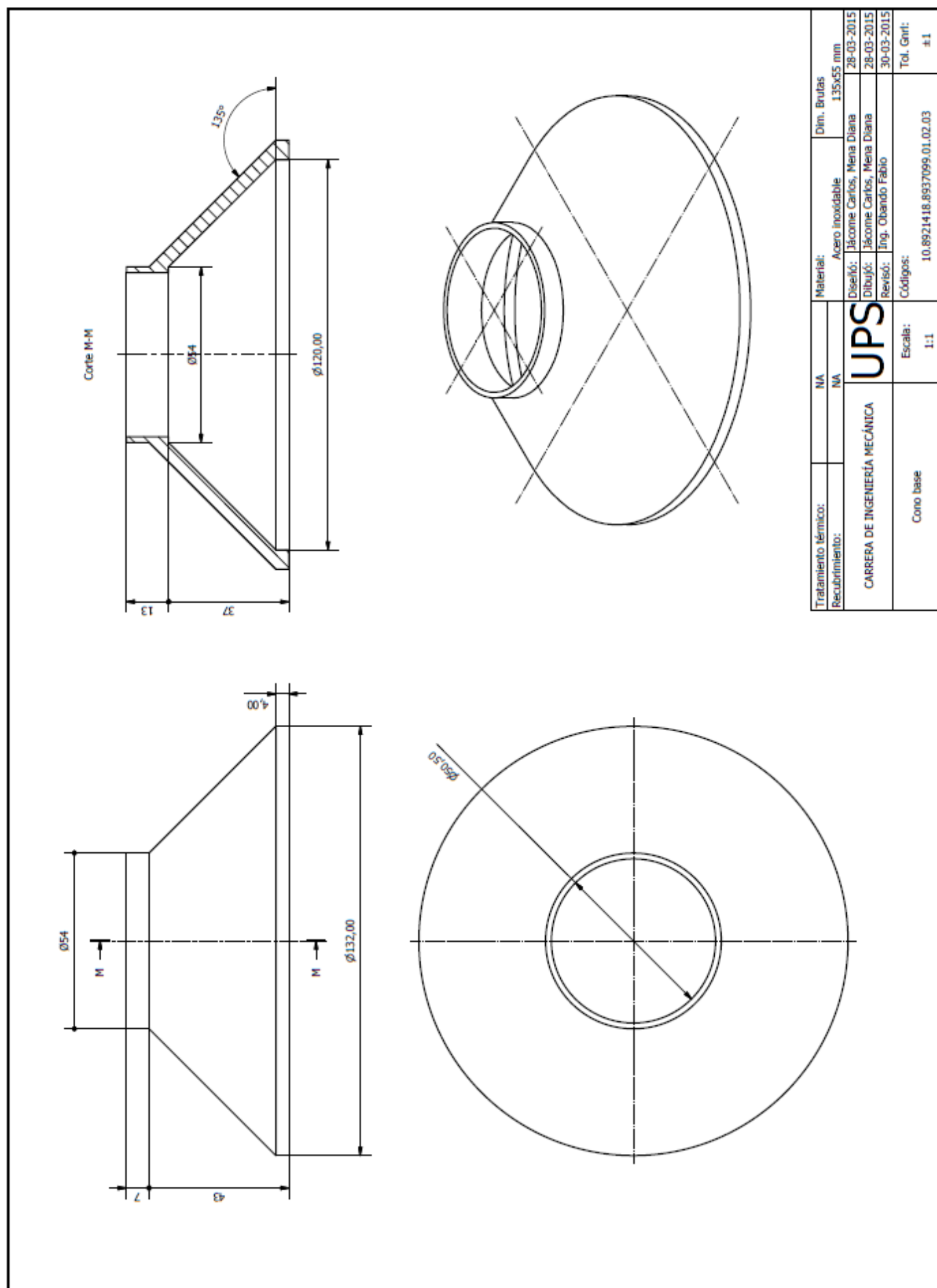


Tratamiento térmico: Recubrimiento:	NA NA	Material: Acero inoxidable	Dim. Brutas 20x2 1/2"
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Jacome Carlos, Mena Diana
		Dibujó:	Jacome Carlos, Mena Diana
		Revisó:	Ing. Obando Fabio
Porta filtro	Escala: 1:1	Códigos: 10.8921418.8937099.01.01.09	Tol. Grit:
			±1

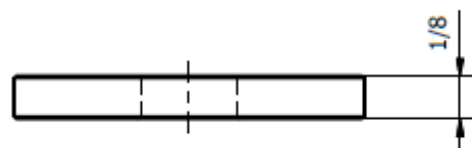
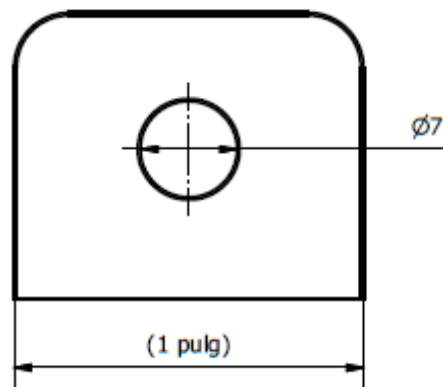




Tratamiento térmico:	NA	Material:	Acero inoxidable 304	Dim. Brutas	2440x1220x2 mm
Recubrimiento:	NA				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Diselño:	Jacome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
		Dibujó:	Jacome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
		Revisó:	Ing. Orlando Fabio	30-03-2015	
Plato base 2		Códigos:	10.8921418.8937099,01.02.02		Tol. Grati:
		Escala:	1:5		#1



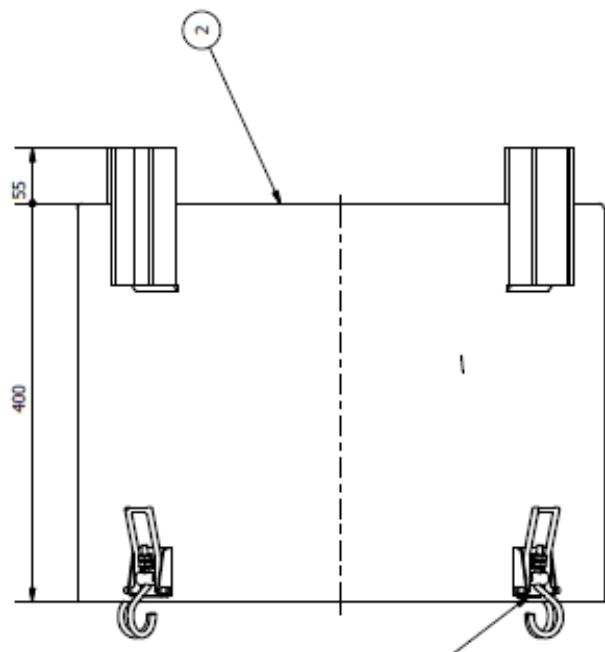




Chafan, avellanado =  $0,2 \times 45^\circ$

Tratamiento térmico:	NA	Material:	Acero inoxidable	Dim. Brutas
Recubrimiento:	Sand blasting			237x1x1/8 pulg
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015
		Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015
		Revisó:	Ing. Obando Fabio	30-03-2015
Placa base para seguros	Escala: 2:1	Códigos:	10.8921418.8937099.01.06	Tol. Gnrl: ±1

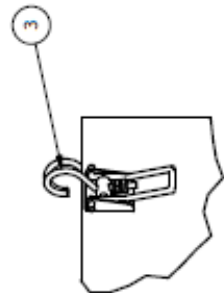
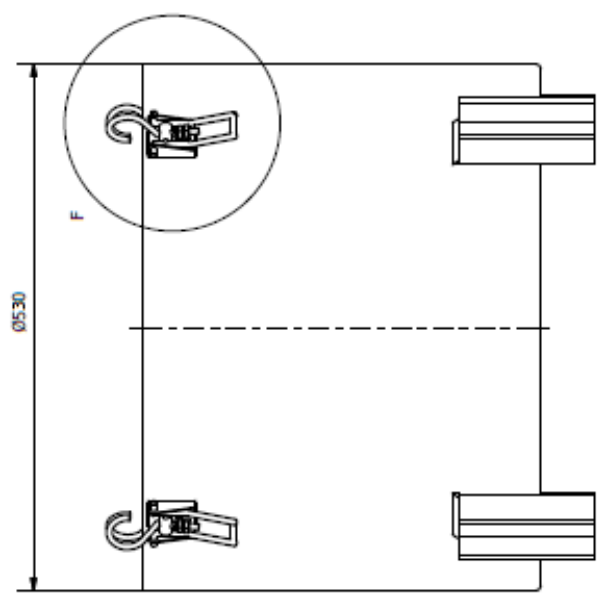
Detalle G ( 1 : 5 )



Detalle H ( 1 : 2,5 )

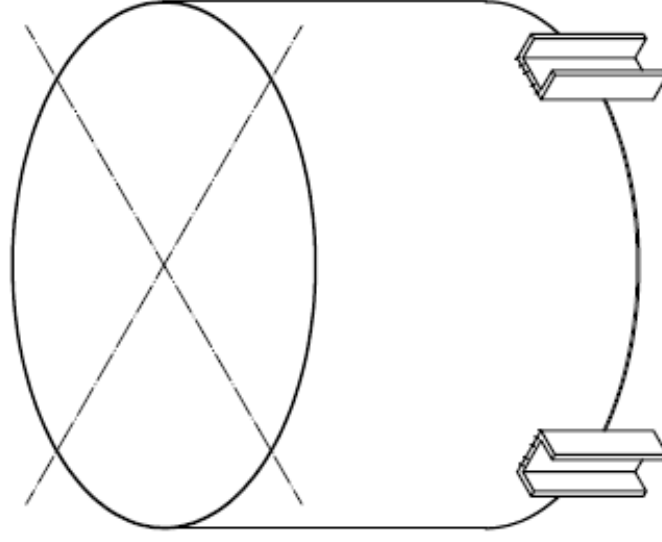
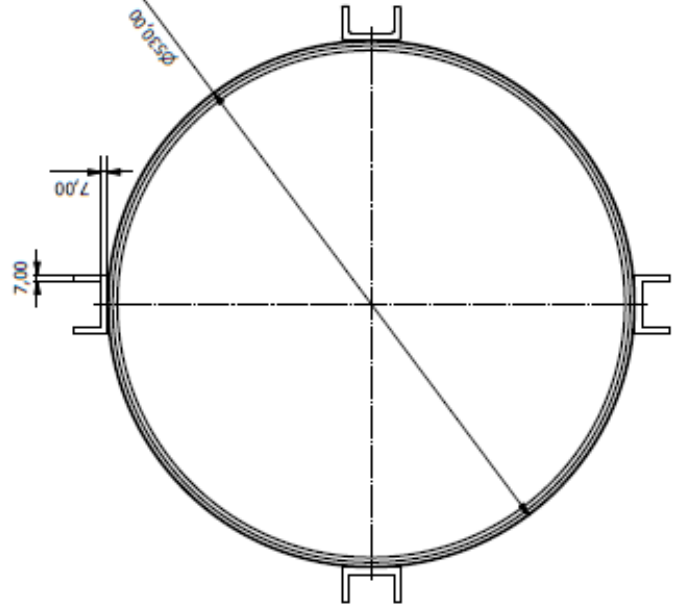
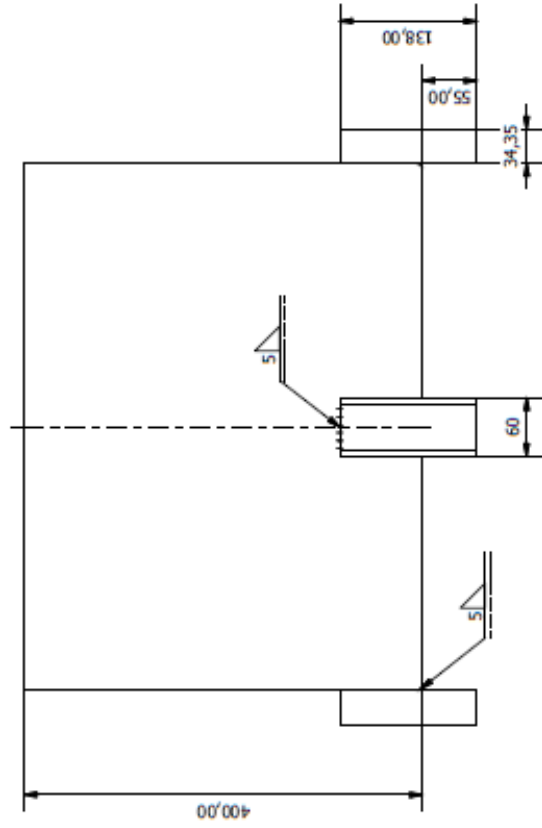


Detalle F ( 1 : 5 )

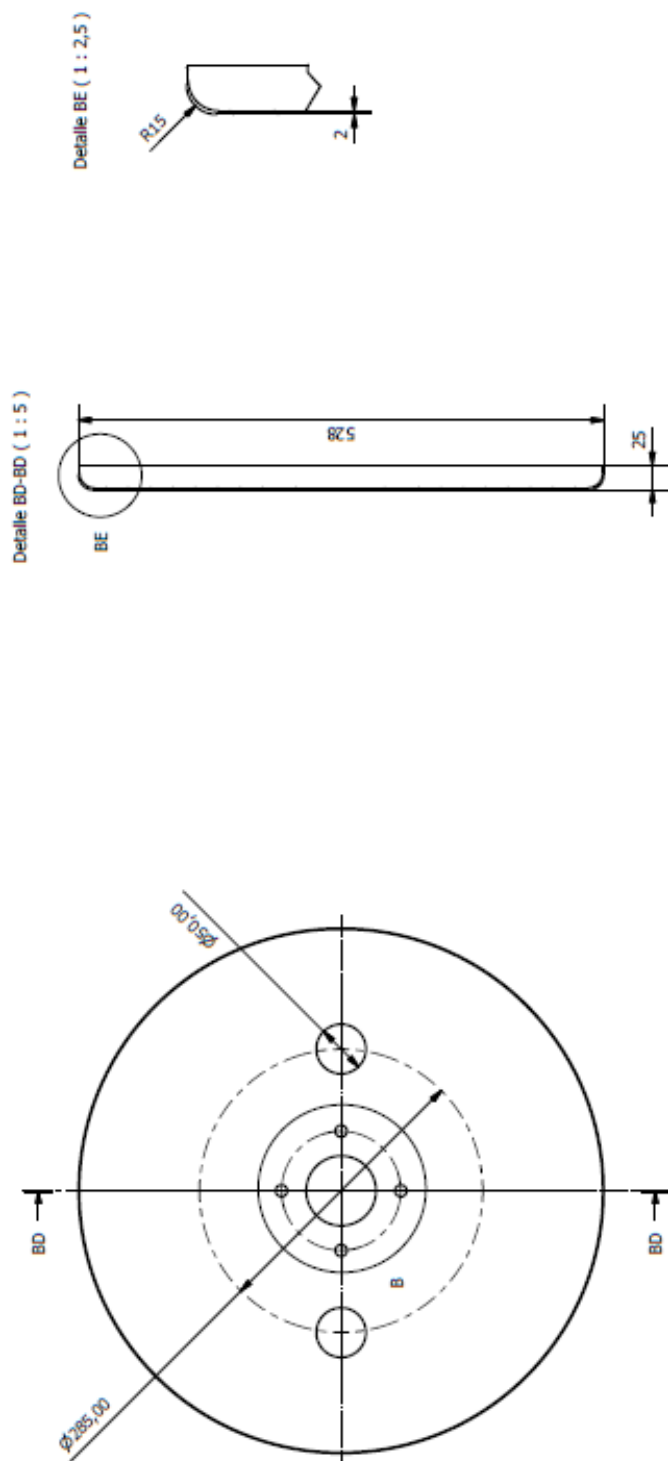


9	Ensamblaje templador	1	NA	Acero inoxidable	NA	Véase en el plano 10.0000.0000.01.06
8	Tuerca hexagonal	4	JIS B 1181	Acero, suave	NA	Clase 1 - Acabado - M10
7	Arandelas de presión	4	ANSI B18.21.1	Acero, suave	NA	NA
6	Perno de cabeza-hex	4	JIS B 1180	Acero, suave	NA	C. M10 x 30
5	Base bomba	1	NA	Acero inoxidable	NA	NA
4	Ensamblaje base motor	1	NA	Acero inoxidable, austenítico	NA	Véase en el plano 10.0000.0000.01.05
3	Ensamblaje seguros	4	NA	Acero inoxidable	NA	Véase en el plano 10.0000.0000.01.04
2	Cilindro 3	1	NA	Acero inoxidable	2440x1220x2 mm	NA
1	Plato base 3	1	NA	Acero inoxidable	2440x1220x2 mm	NA
Pos.	Denominación	Cant	Norma	Material	Dim. Brutas	Observaciones
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA						Diseló: Jácome Carlos, Mena Diana
Ensamblaje 3						Dibujó: Jácome Carlos, Mena Diana
						Revisó: Ing. Obando Fabio
						Códigos: Tol. Gmrl: ±1
						10.8921418.8937099.01.03

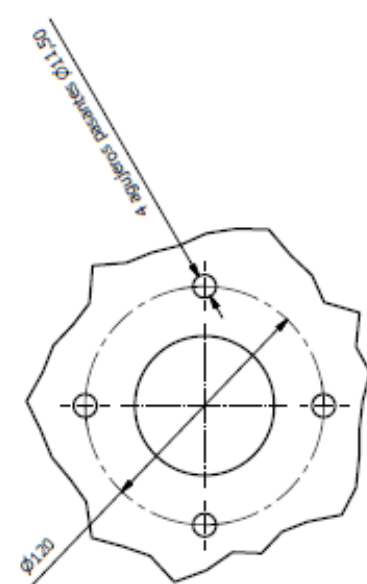
UPS



Tratamiento térmico: Recubrimiento:	NA Sand blasting	Material: Acero inoxidable 304	Dim. Brutas 244x122x2 mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño: Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015
		Dibujo: Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015
		Revisó: Ing. Obando Fabio	30-03-2015
Cilindro 3	Escala: 1:5	Códigos: 10.8921418.8937099.01.03.02	Tol. Grit: ±1



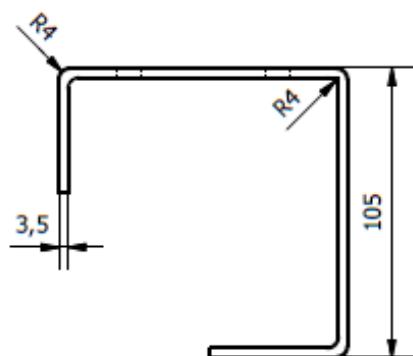
Detalle B (1:2)



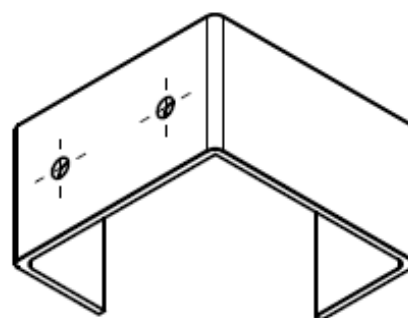
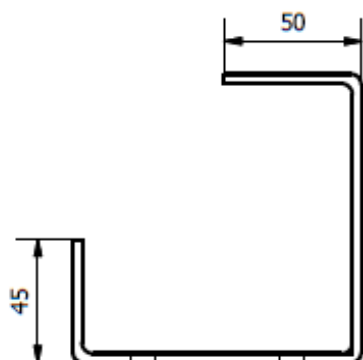
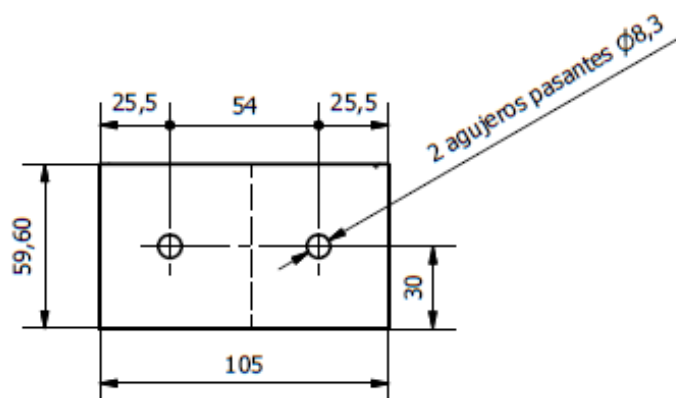
Espesor = 2mm

Tratamiento térmico:	NA	Material:	Acero inoxidable 304	Dim. Brutas	2440x1220x2 mm
Recubrimiento:	NA				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA				Diseló:	Jácome Carlos, Mena Diana
				Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana
				Revisó:	Jing, Obando Fabio
				Códigos:	30-03-2015
				Tol. Gmrl:	±1
Plato base 3				Escala:	1:5
					10.8921418.8937099.01.03.01

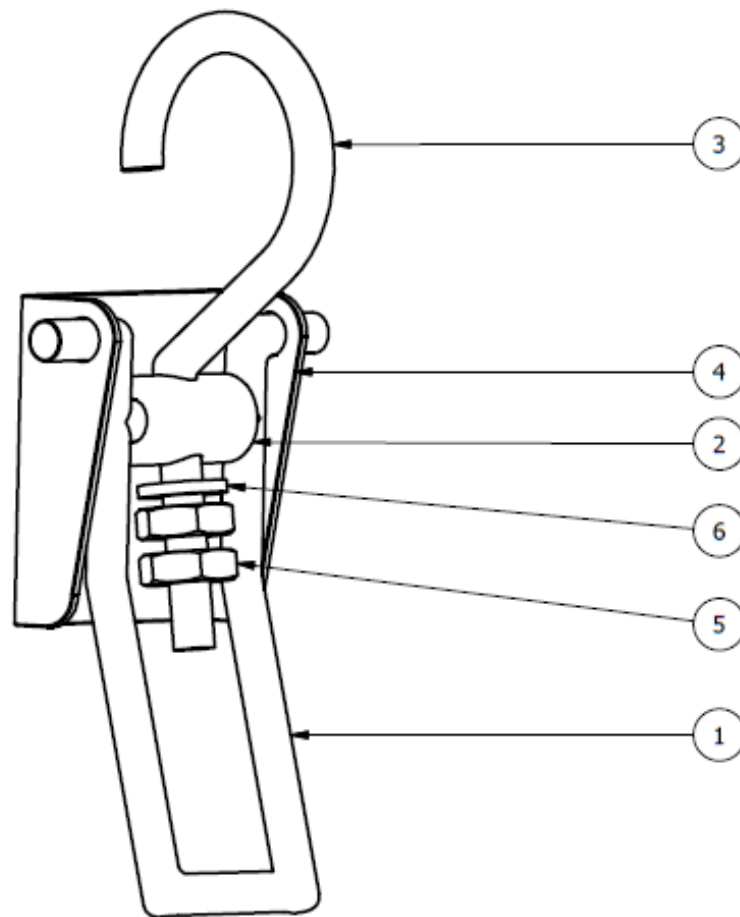
UPS



Elemento con chaflán =  $0,2 \times 45^\circ$

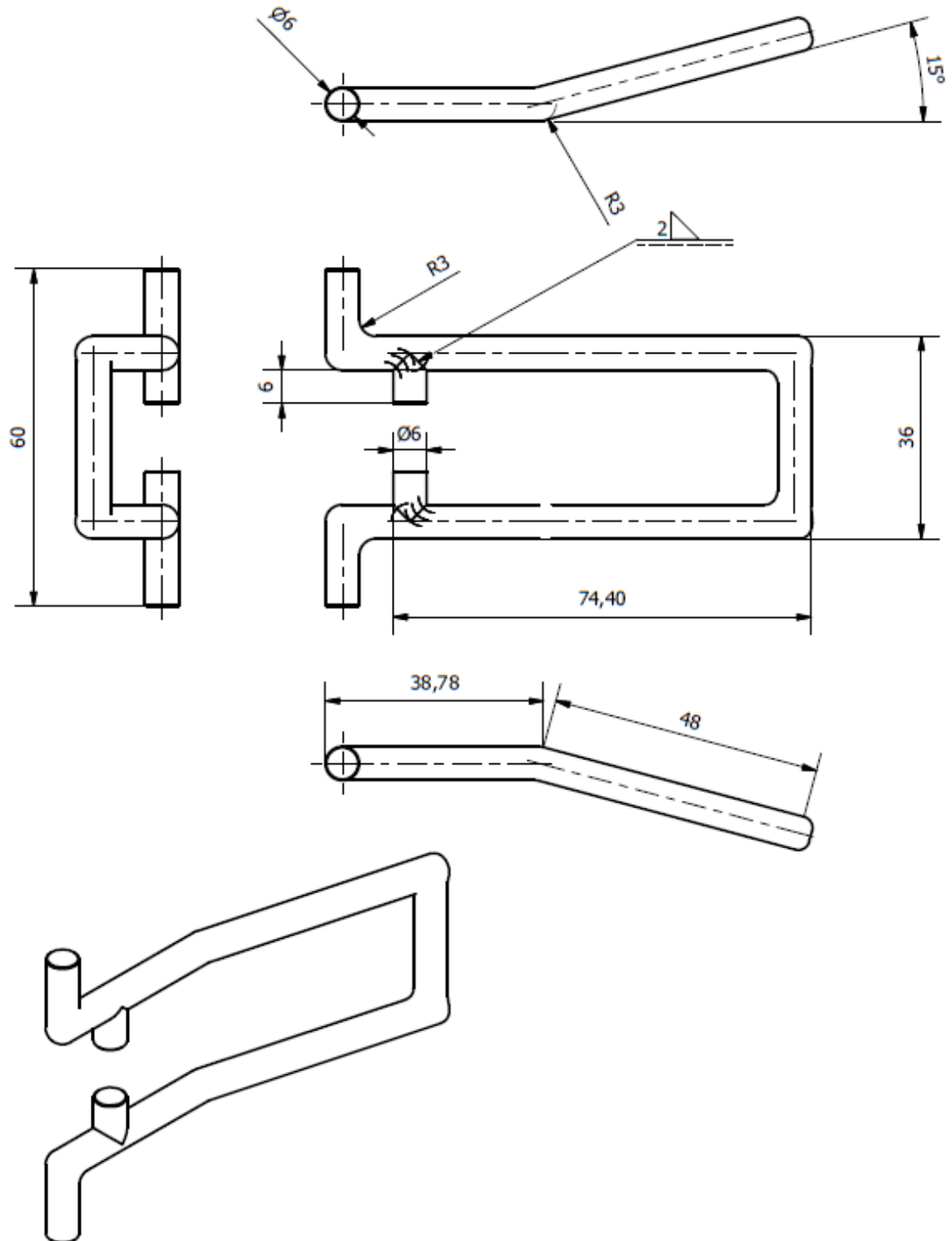


Tratamiento térmico:	NA	Material:	Acero inoxidable	Dim. Brutas	NA
Recubrimiento:	NA				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
		Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
		Revisó:	Ing. Obando Fabio	30-03-2015	
Base de bomba	Escala: 1:2,5	Códigos:	10.8921418.8937099.01.03.05	Tol. Gnrl:	±1



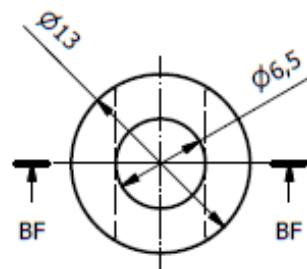
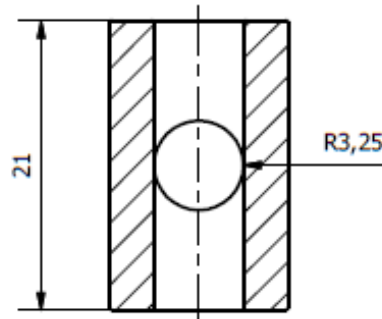
6	Arandelas métricas planas	9	ANSI B18.22M	Acero inoxidable	NA	6 N
5	Tuercas hex. (Serie en pulgadas)	18	ANSI B18.2.2	Acero inoxidable	NA	1/4 - 20
4	Base de seguros	9	NA	Acero inoxidable	50x50x1,5 mm	NA
3	Gancho de seguros	9	NA	Acero inoxidable	6000x6 mm	NA
2	Bisagra seguros	9	NA	Acero inoxidable	10x3/4 pulg	NA
1	Arco seguros	9	NA	Acero inoxidable	6000x6 mm	NA
Pos.	Denominación	Cant	Norma	Material	Dim. Brutas	Observaciones
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA			<b>UPS</b>	Diseño:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015
				Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015
				Revisó:	Ing. Obando Fabio	30-03-2015
Ensamblaje seguros			Escala: 1:1	Códigos: 10.8921418.8937099.01.04		Tol. Gnrl: ±1

Elemento con R3 de boblez

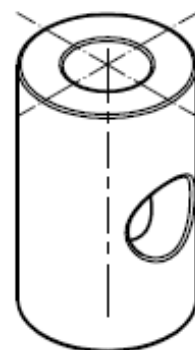


Tratamiento térmico:	NA	Material:	Acero inoxidable	Dim. Brutas	6000x6 mm
Recubrimiento:	Sand blasting				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
		Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
		Revisó:	Ing. Obando Fabio	30-03-2015	
Arco de seguros	Escala: 1:1	Códigos:	10.8921418.8937099.01.04.01	Tol. Gnrl:	±1

Corte BF-BF ( 2 : 1 )

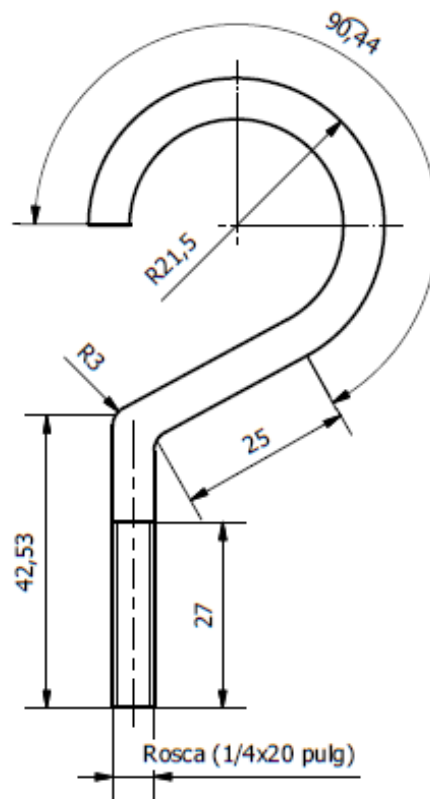


Elemento con chaflán 0,2x45°

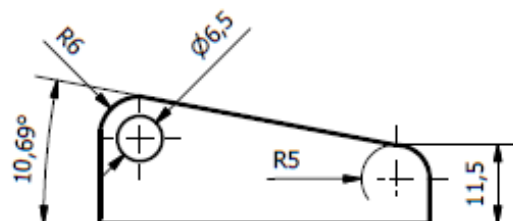
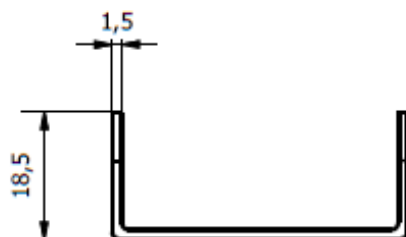
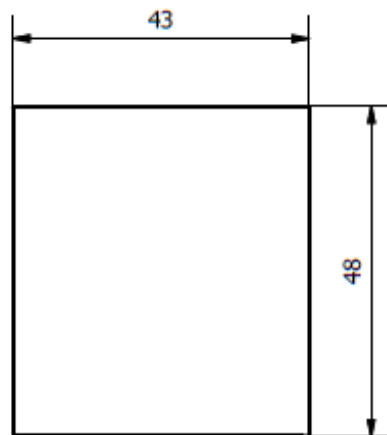


Tratamiento térmico:	NA	Material:	Dim. Brutas
Recubrimiento:	Sand blasting	Acero inoxidable	10x3/4 pulg
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Jácome Carlos, Mena Diana
		Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana
		Revisó:	Ing. Obando Fabio
Bisagra de seguros	Escala: 2:1	Códigos: 10.8921418.8937099.01.04.02	Tol. Gnrl: ±1

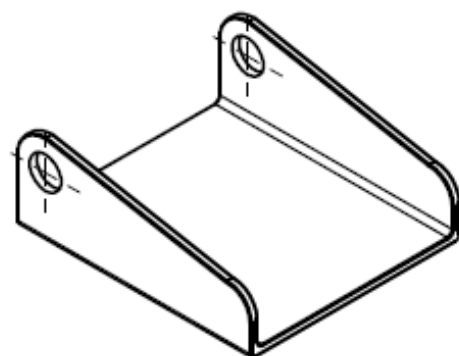




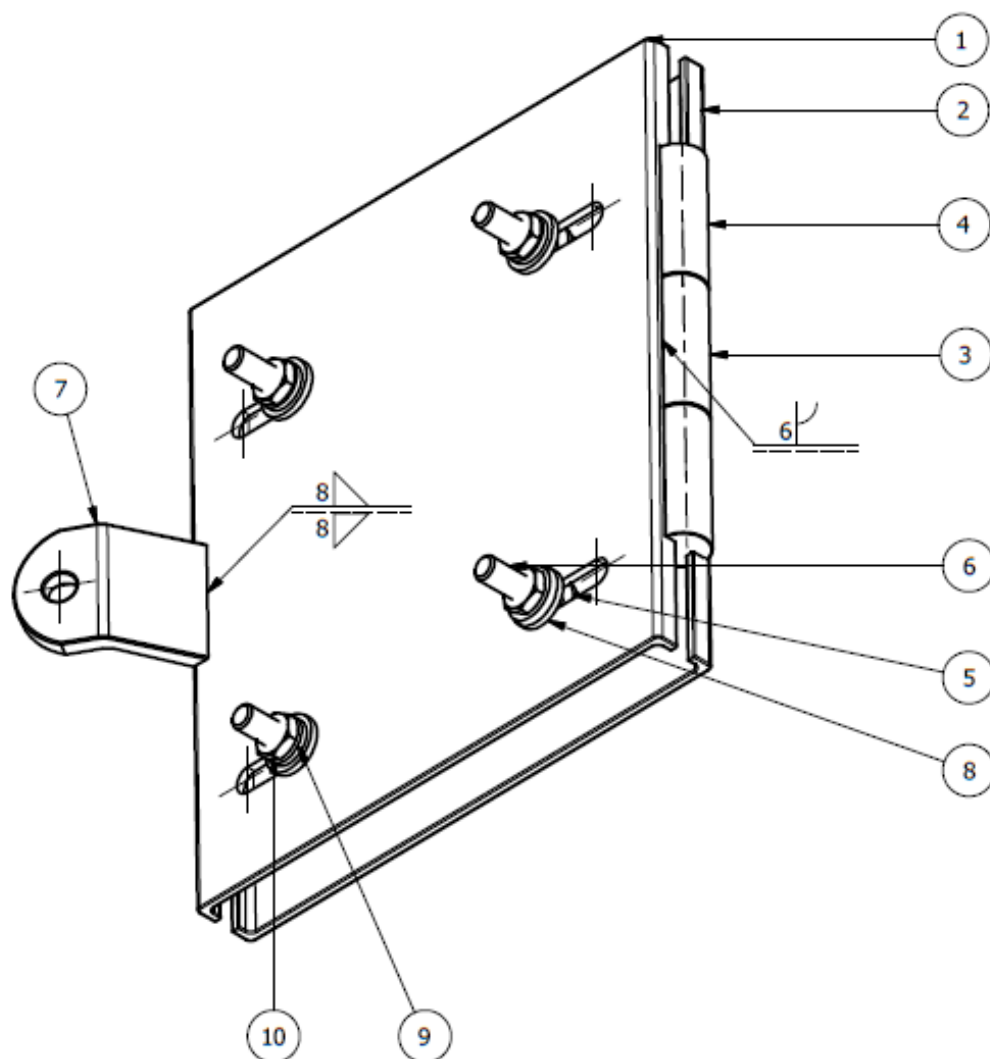
Tratamiento térmico:	NA	Material:	Dim. Brutas
Recubrimiento:	Sand blasting	Acero inoxidable	6000x6 mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Jácome Carlos, Mena Diana
		Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana
		Revisó:	Ing. Obando Fabio
Gancho de seguros	Escala:	Códigos:	Tol. Gnrl:
	1:1	10.8921418.8937099.01.04.03	±1



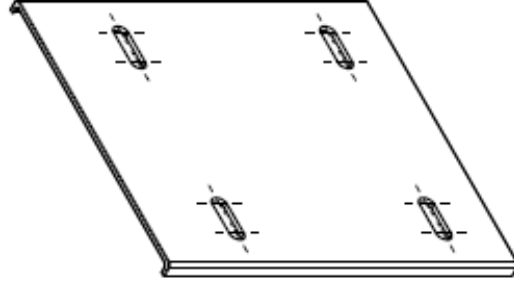
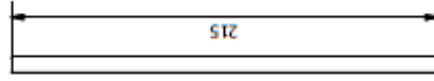
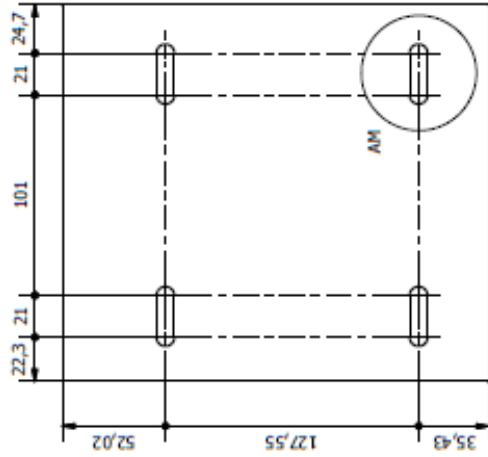
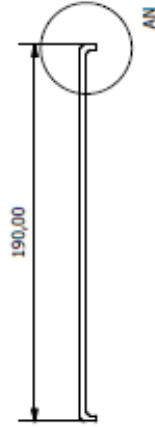
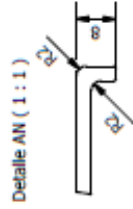
Radio de aristas = 0,3mm



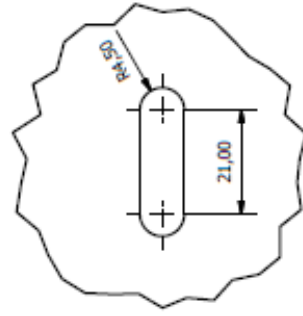
Tratamiento térmico:	NA	Material:	Acero inoxidable	Dim. Brutas
Recubrimiento:	Sand blasting			50x50x1,5 mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015
		Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015
		Revisó:	Ing. Obando Fabio	30-03-2015
Base seguros	Escala: 1:1	Códigos:	10.8921418.8937099.01.04.04	Tol. Gnrl: ±1



10	Tuercas hexagonales estrechas: con doble chaflán	4	JIS B 1181	Acero inoxidable	NA	M8x1	
9	Arandelas de presión	4	ANSI B18.21.1	Acero inoxidable	NA		
8	Arandelas métricas planas	4	ANSI B18.22M	Acero inoxidable	NA	8 N	
7	Pestaña para templador	1	NA	Acero inoxidable	60x60x6 mm	NA	
6	Perno de cabeza-hex	4	JIS B 1180	Acero inoxidable	NA	M8 x 30	
5	Arandela plana	5	JIS B1252	Acero inoxidable	NA	8 1L	
4	Bisagra B	2	NA	Acero inoxidable	10x1 pulg	NA	
3	Bisagra A	1	NA	Acero inoxidable	10x1 pulg	NA	
2	Base B	1	NA	Acero inoxidable	2000x2000x3 mm	NA	
1	Base A	1	NA	Acero inoxidable	2000x2000x3 mm	NA	
Pos.	Denominación	Cant.	Norma	Material	Dim. Brutas	Observaciones	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA			UPS	Diseño:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
				Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
				Revisó:	Ing. Obando Fabio	30-03-2015	
Ensamblaje base de motor			Escala: 1:2	Códigos: 10.8921418.8937099.01.05		Tol. Gnrl: ±1	



Detalle AM ( 1 : 1 )

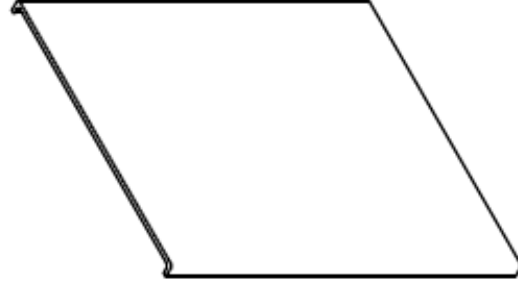
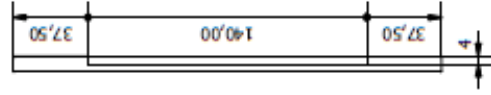
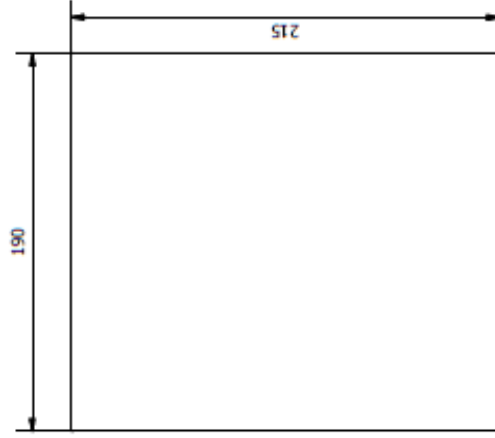
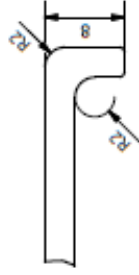


4 agujeros chinos con dimensiones del detalle AM

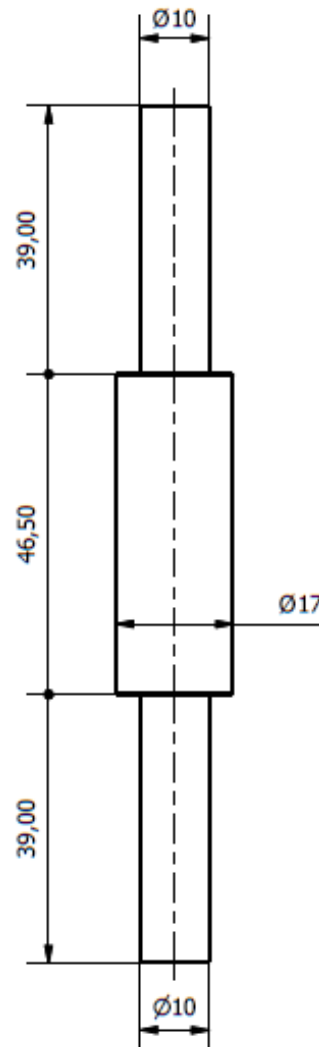
Tratamiento térmico:	NA	Material:	Acero inoxidable 304	Dim. Brutas	2000x2000x3 mm
Recubrimiento:	NA	Diselño:	Jacome Carlos, Mena Diana		28-03-2015
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Dibujó:	Jacome Carlos, Mena Diana		28-03-2015
		Revisó:	Ing. Obando Fabio		30-03-2015
Base A motor		Códigos:		Tol. Gmt:	±1
		Escala:	1:2,5		
			10.8921418.8937099.01.05.01		

UPS

Detalle U ( 2 : 1 )



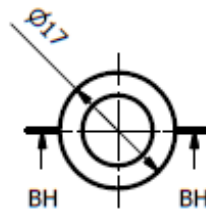
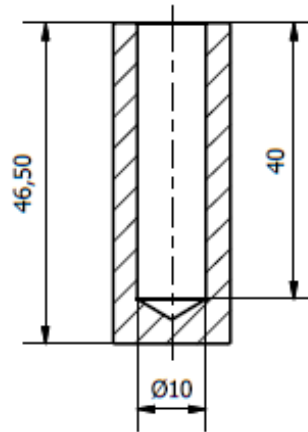
Tratamiento térmico: Recubrimiento:	NA NA	Material: Acero inoxidable 304	Dim. Brutas 2000x2000x3 mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño: Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015
		Dibujo: Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015
		Revisó: Ing. Obando Fabio	30-03-2015
Base B motor	Escala: 1:2,5	Códigos: 10.8921418.8937099.01.05.02	Tol. Grf: ±1



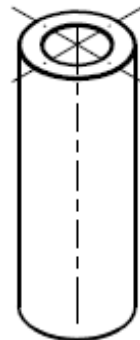
Elemento con chaflán 0,2x45°

Tratamiento térmico:	NA	Material:	Acero inoxidable	Dim. Brutas	10x1 pulg
Recubrimiento:	NA				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
		Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
		Revisó:	Ing. Obando Fabio	30-03-2015	
Bisagra A base de motor	Escala: 1:1	Códigos: 10.8921418.8937099.01.05.03			Tol. Gnrl: ±1

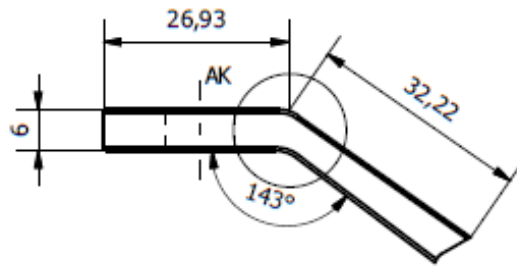
Corte BH-BH ( 1 : 1 )



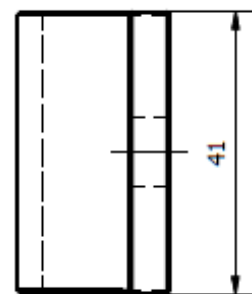
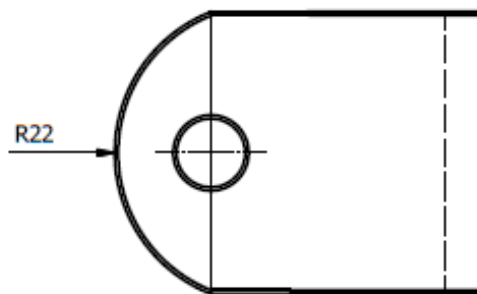
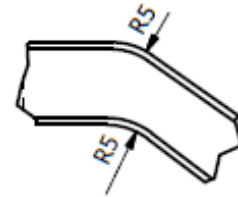
Elemento con chaflán 0,2x45°



Tratamiento térmico:	NA	Material:	Acero inoxidable	Dim. Brutas	10x1 pulg
Recubrimiento:	NA				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
		Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
		Revisó:	Ing. Obando Fabio	30-03-2015	
Bisagra B base de motor	Escala: 1:1	Códigos: 10.8921418.8937099.01.05.04			Tol. Gnrl: ±1

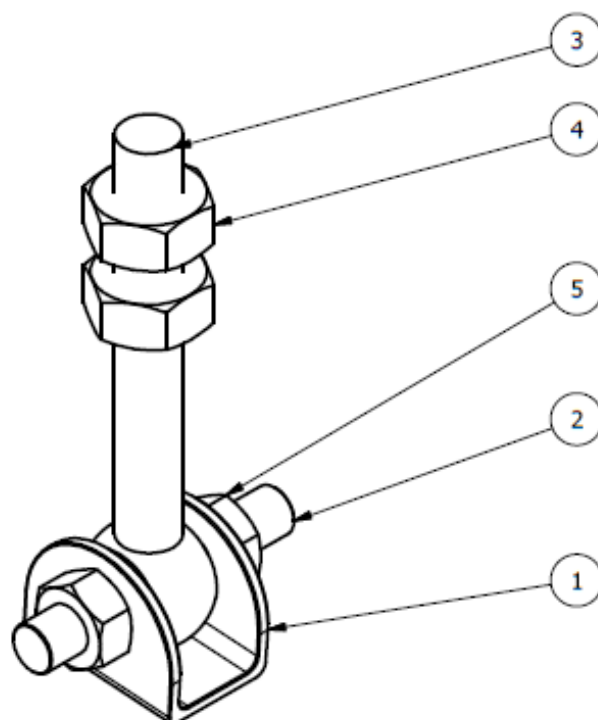


Detalle AK ( 2 : 1 )

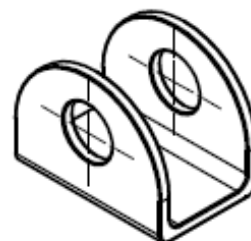
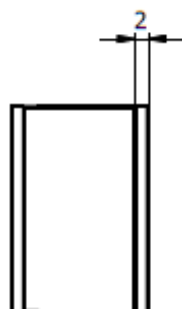
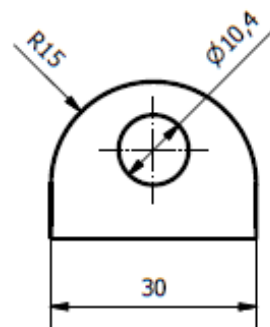
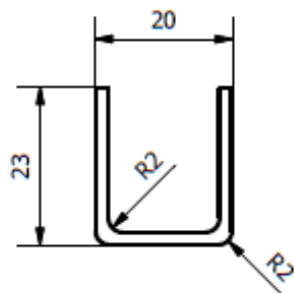
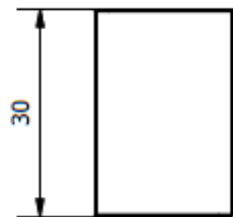


Tratamiento térmico:	NA	Material:	Acero inoxidable		Dim. Brutas
Recubrimiento:	NA				60x60x6 mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
		Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
		Revisó:	Ing. Obando Fabio	30-03-2015	
Pestañas de templador	Escala: 1:1	Códigos:	10.8921418.8937099.01.05.05		Tol. Gnrl: ±1

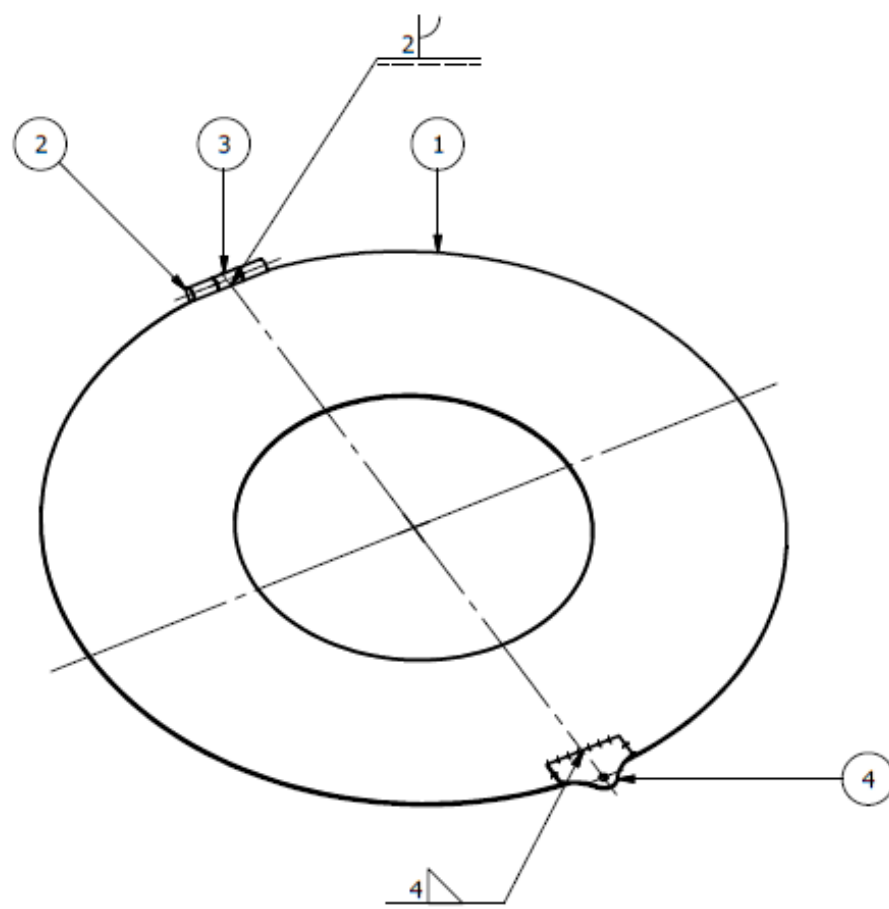




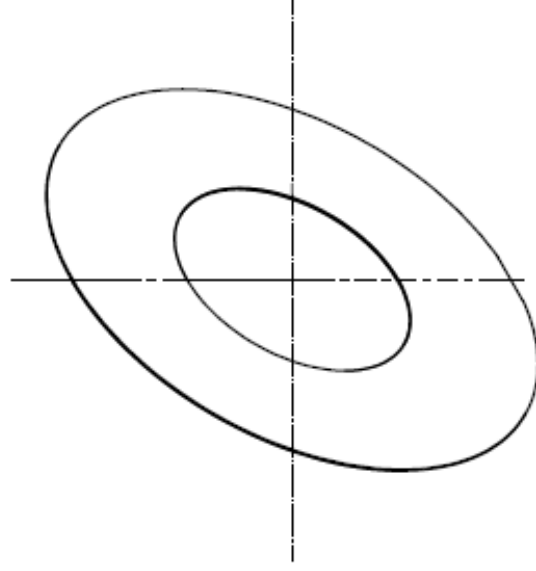
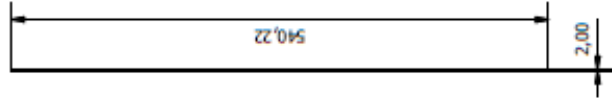
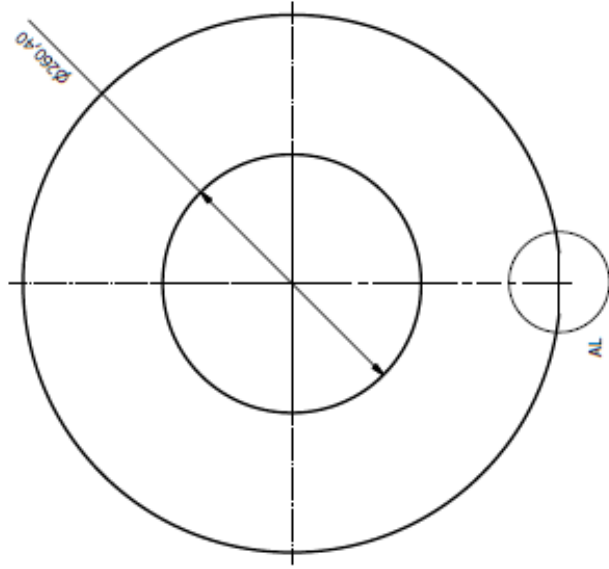
5	Tuerca hexagonal	2	JIS B 1181	Acero inoxidable	NA	JIS B 1181 - HN - Acabado de clase 2 M8
4	Tuerca hexagonal	2	JIS B 1181	Acero inoxidable	NA	JIS B 1181 - HN - Acabado de clase 2 M10
3	Perno templador	1	NA	Acero inoxidable	NA	NA
2	Pasador	1	NA	Acero inoxidable	NA	NA
1	Base templador	1	NA	Acero inoxidable	2000x2000x3 mm	NA
Pos.	Denominación	Cant	Norma	Material	Dim. Brutas	Observaciones
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA			UPS	Diseño:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015
				Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015
				Revisó:	Ing. Obando Fabio	30-03-2015
Ensamblaje templador			Escala: 1:1	Códigos: 10.8921418.8937099.01.06		Tol. Gnrt: ±1



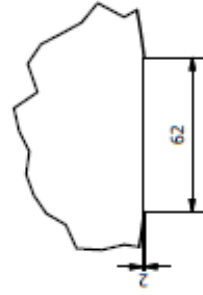
Tratamiento térmico:	NA	Material:	Acero inoxidable	Dim. Brutas	2440x1220x2 mm
Recubrimiento:	NA				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
		Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
		Revisó:	Ing. Obando Fabio	30-03-2015	
Base templador	Escala: 1:1	Códigos:	10.8921418.8937099.01.06.01	Tol. Gnrl:	±1



4	Placa de seguro para tapa	1	NA	Acero inoxidable AISI 304	2440x1220x2 mm	NA
3	Bisagra A tapa	1	NA	Acero inoxidable	10x1 pulg	NA
2	Bisagra B tapa	2	NA	Acero inoxidable AISI 304	10x1 pulg	NA
1	Base tapa	1	NA	Acero inoxidable	2440x1220x2 mm	NA
Pos.	Denominación	Cant	Norma	Material	Dim. Brutas	Observaciones
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA			UPS	Diseñó:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015
				Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015
				Revisó:	Ing. Obando Fabio	30-03-2015
Ensamblaje tapa			Escala: 1:5	Códigos: 10.8921418.8937099.01.07		Tol. Gnrl: ±1

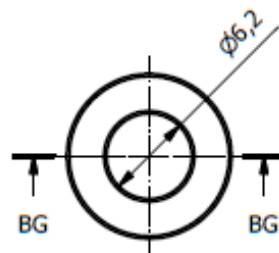
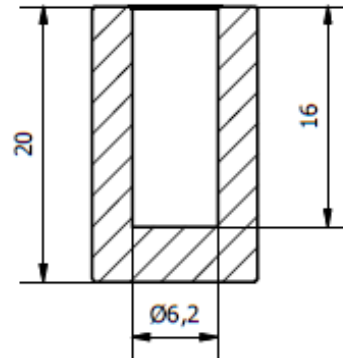


Detalle AL ( 1 : 2 )



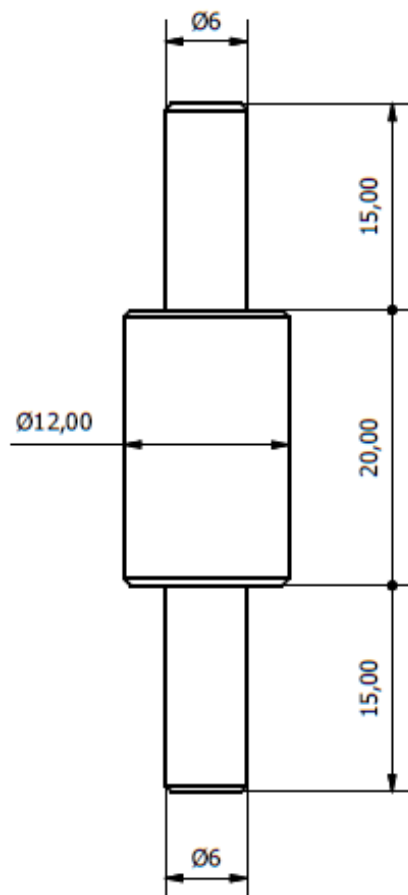
Tratamiento térmico:	NA	Material:	Acero inoxidable	Dim. Brutas
Recubrimiento:	Sand blasting			2440x1220x2 mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS		
		Diseño:	Jacome Carlos, Mena Diana	28-03-2015
		Dibujo:	Jacome Carlos, Mena Diana	28-03-2015
		Revisó:	Ing. Obando Fabio	30-03-2015
Base tapa		Códigos:	Tol. Gmt:	
		Escala:	10.8921418.8937099.01.07.01	
		1:5	±1	

Corte BG-BG ( 2 : 1 )

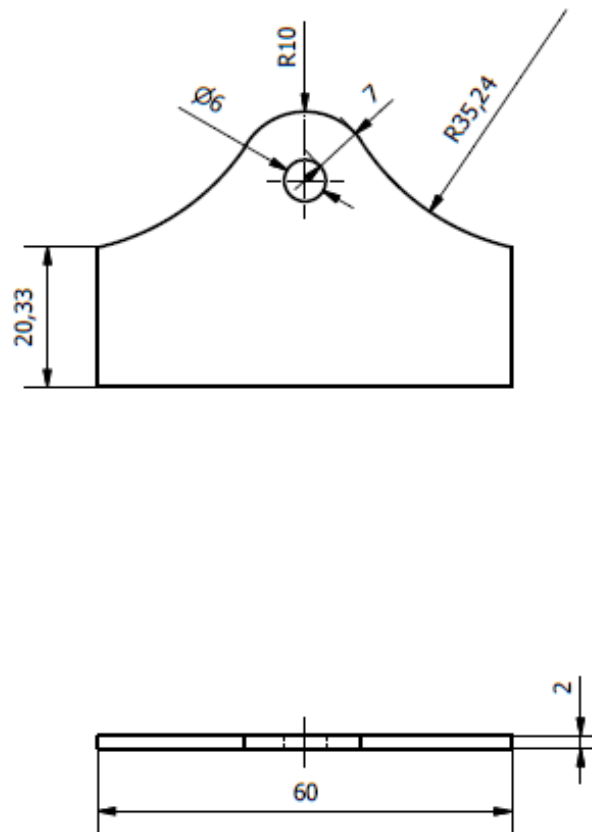



Elemento con chaflán = 0,2x45°

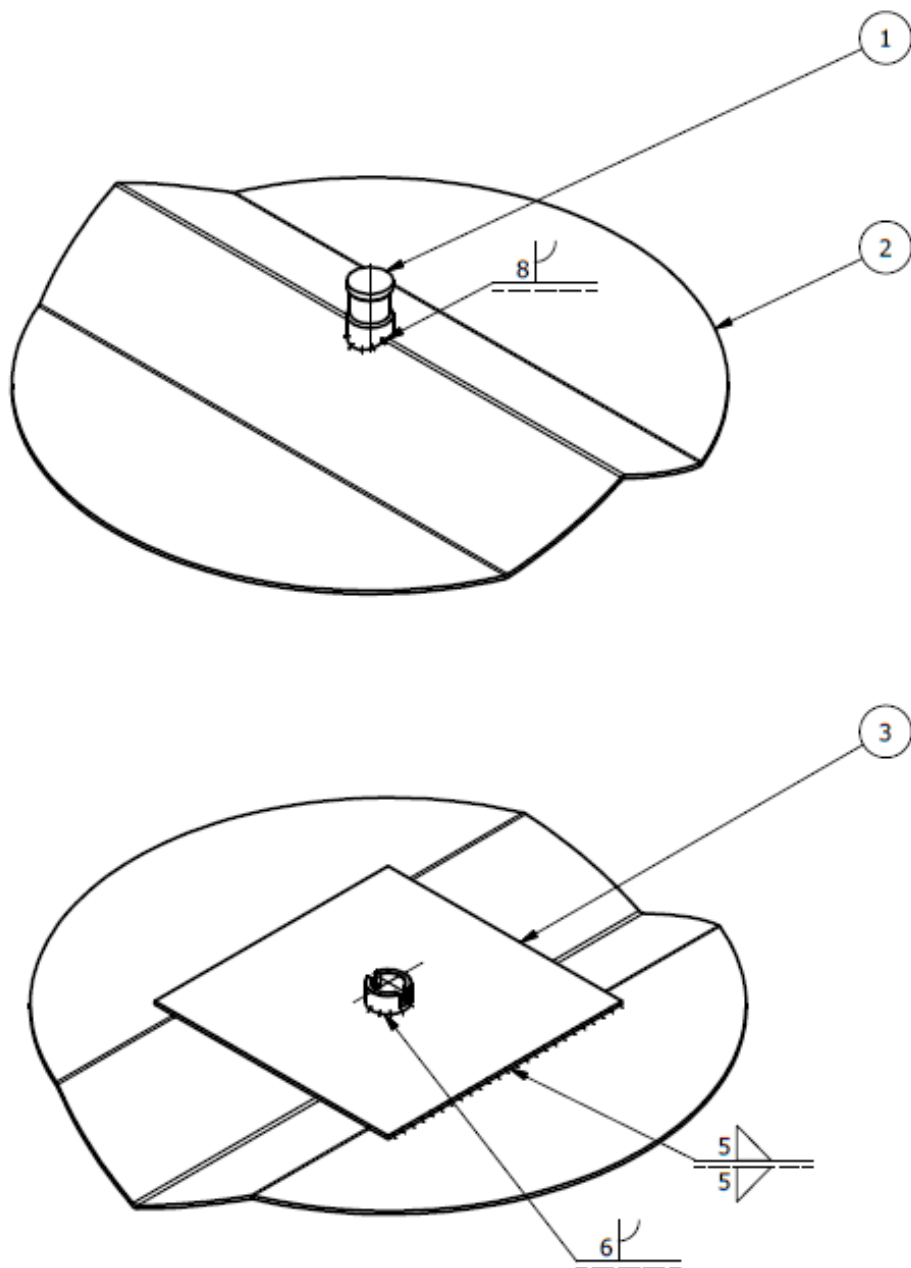
Tratamiento térmico:	NA	Material:	Acero inoxidable	Dim. Brutas	10x1 pulg
Recubrimiento:	NA				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
		Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
		Revisó:	Ing. Obando Fabio	30-03-2015	
Bisagra B tapa	Escala: 2:1	Códigos: 10.8921418.8937099.01.07.02			Tol. Gnrl: ±1



Tratamiento térmico:	NA	Material:	Dim. Brutas
Recubrimiento:	Sand blasting	Acero inoxidable	10x1 pulg
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Jácome Carlos, Mena Diana
		Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana
		Revisó:	Ing. Obando Fabio
Bisagra A tapa	Escala: 2:1	Códigos: 10.8921418.8937099.01.07.03	Tol. Gnrl: ±1



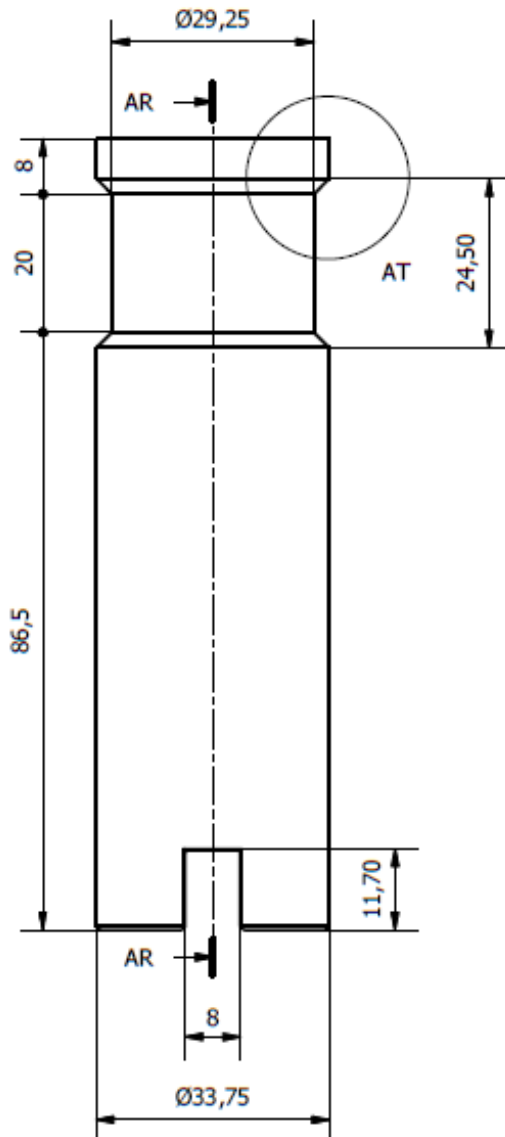
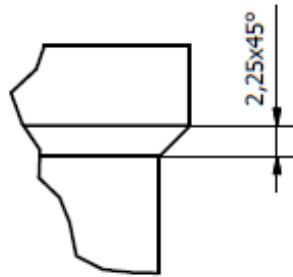
Tratamiento térmico:	NA	Material:	Dim. Brutas
Recubrimiento:	Sand blasting	Acero inoxidable 304	2440x1220x2 mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Diseñó:	Jácome Carlos, Mena Diana
		Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana
		Revisó:	Ing. Obando Fabio
Placa para seguro de tapa	Escala: 1:1	Códigos: 10.8921418.8937099.01.07.04	Tol. Gnrl: ±1



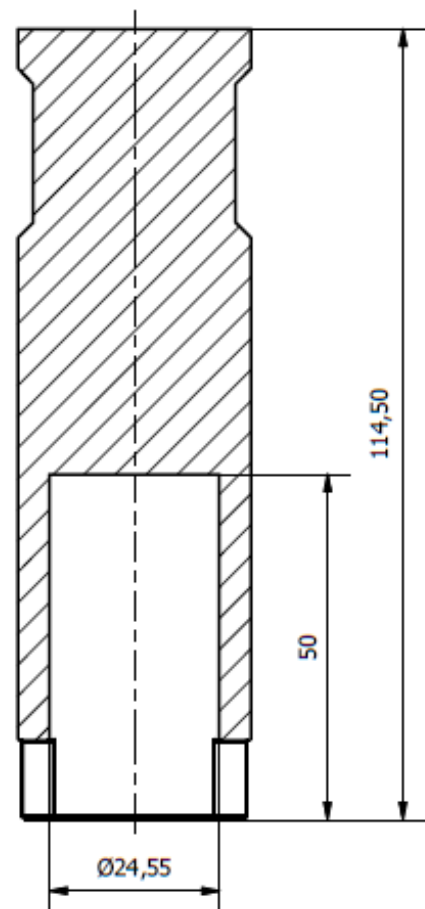
3	Placa soporte rotor	1	NA	Acero inoxidable	2000x2000x3 mm	NA	
2	Plato rotor	1	NA	Acero inoxidable	2000x2000x3 mm	NA	
1	Eje hembra rotor	1	NA	Acero inoxidable	6x1 1/2 pulg	NA	
Pos.	Denominación	Cant	Norma	Material	Dim. Brutas	Observaciones	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA			UPS	Diseño:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
				Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
				Revisó:	Ing. Obando Fabio	30-03-2015	
Ensamblaje rotor			Escala: 1:5	Códigos: 10.8921418.8937099.01.08		Tol. Gnrl: ±1	



AT ( 2 : 1 )



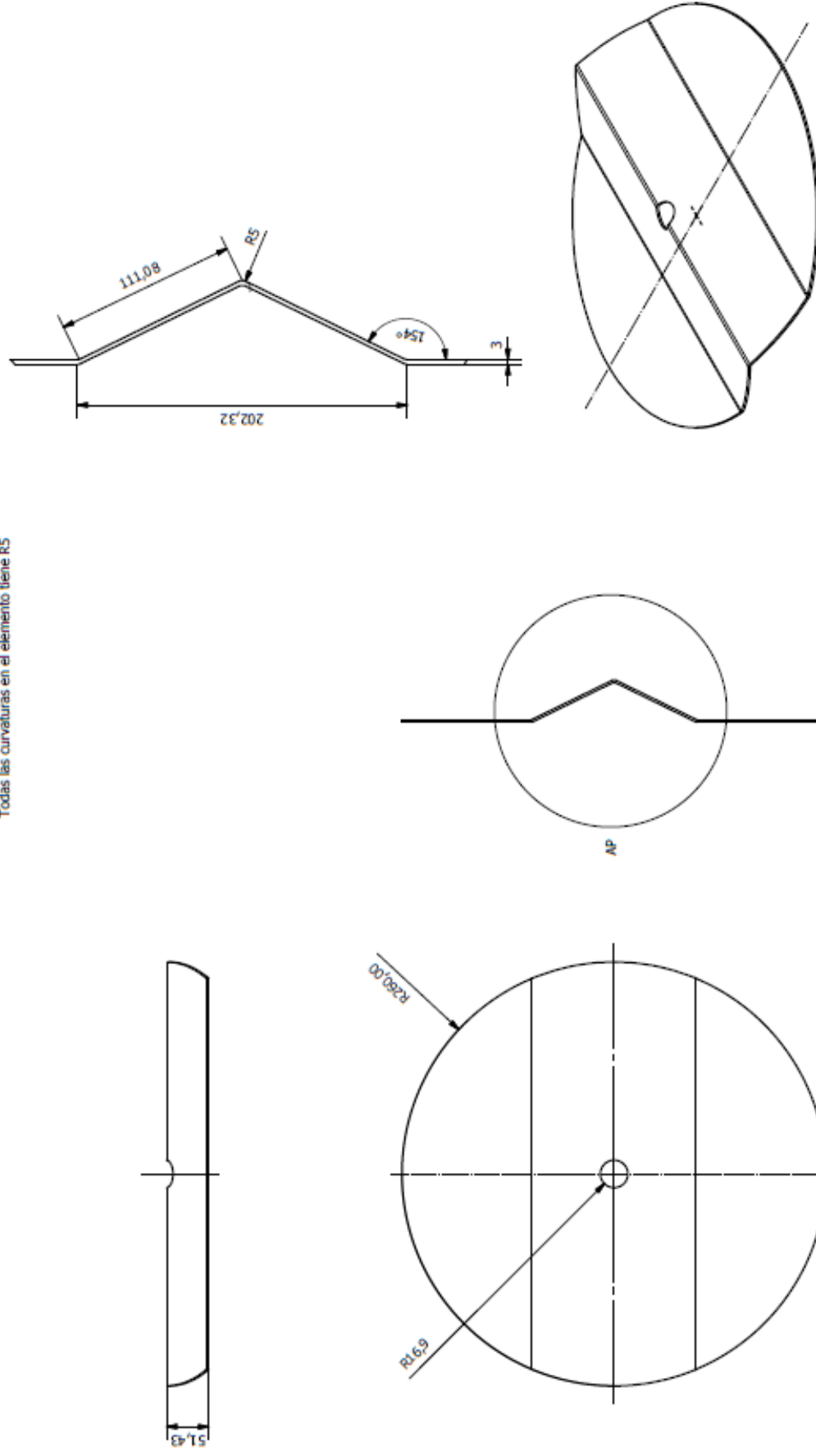
Corte AR-AR



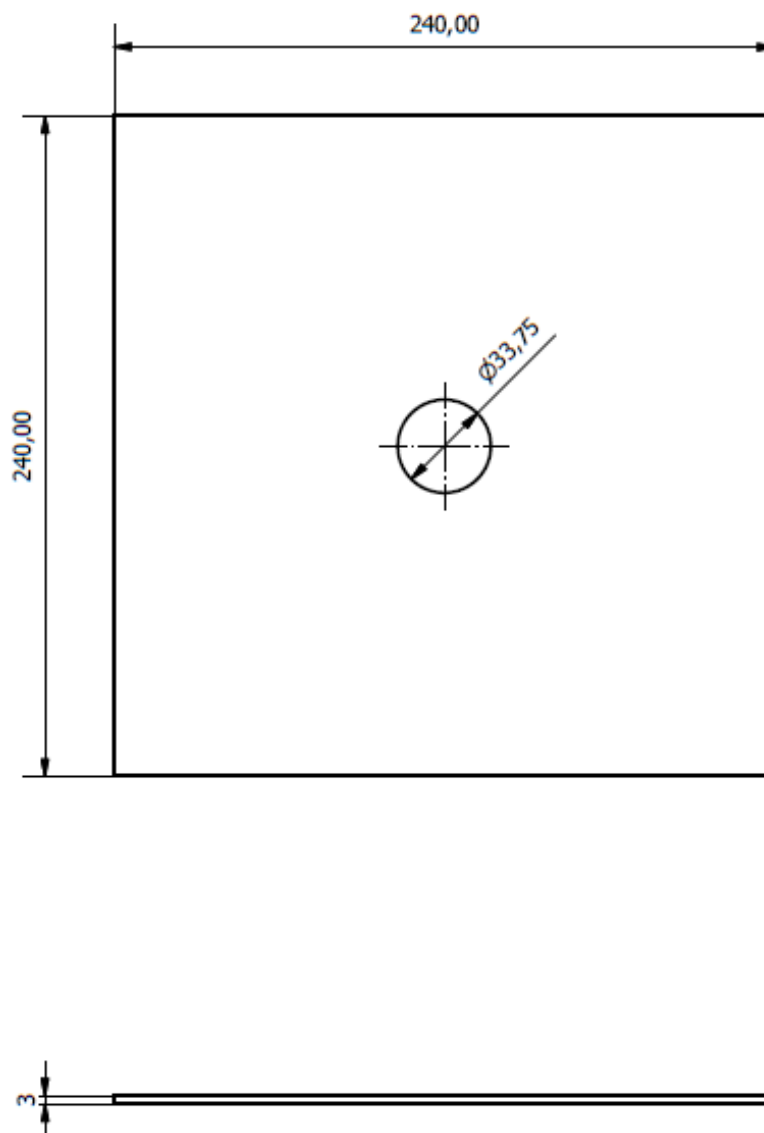
Tratamiento térmico:	NA	Material:	Acero inoxidable	Dim. Brutas	6x1 1/2 pulg
Recubrimiento:	NA	Diseño:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
		Revisó:	Ing. Obando Fabio	30-03-2015	
Eje hembra rotor	Escala: 1:1	Códigos:	10.8921418.8937099.01.08.01	Tol. Gnrl:	±1

Detalle AP ( 1 : 2,5 )

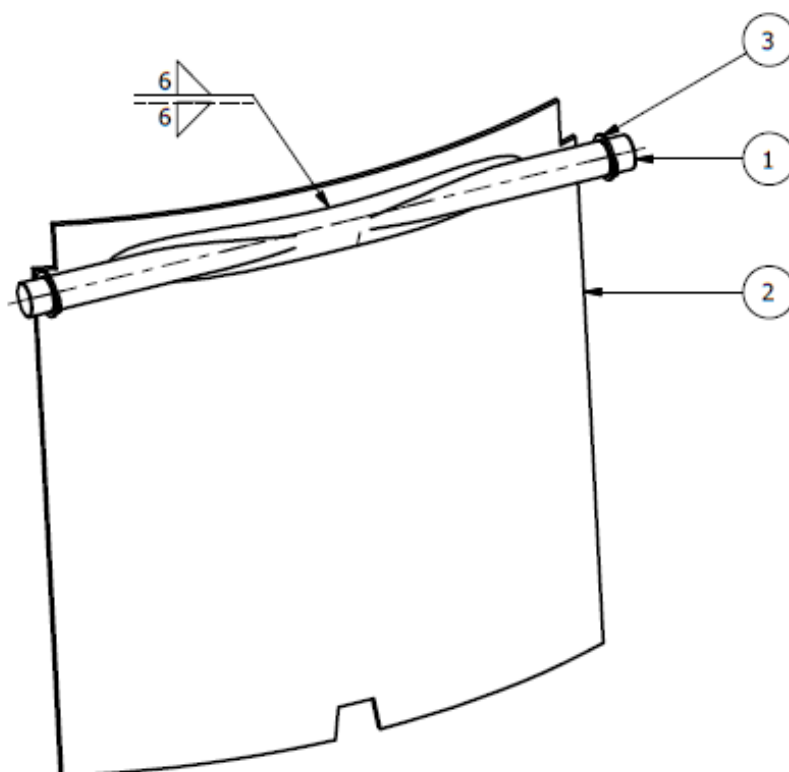
Todas las curvaturas en el elemento tiene R5



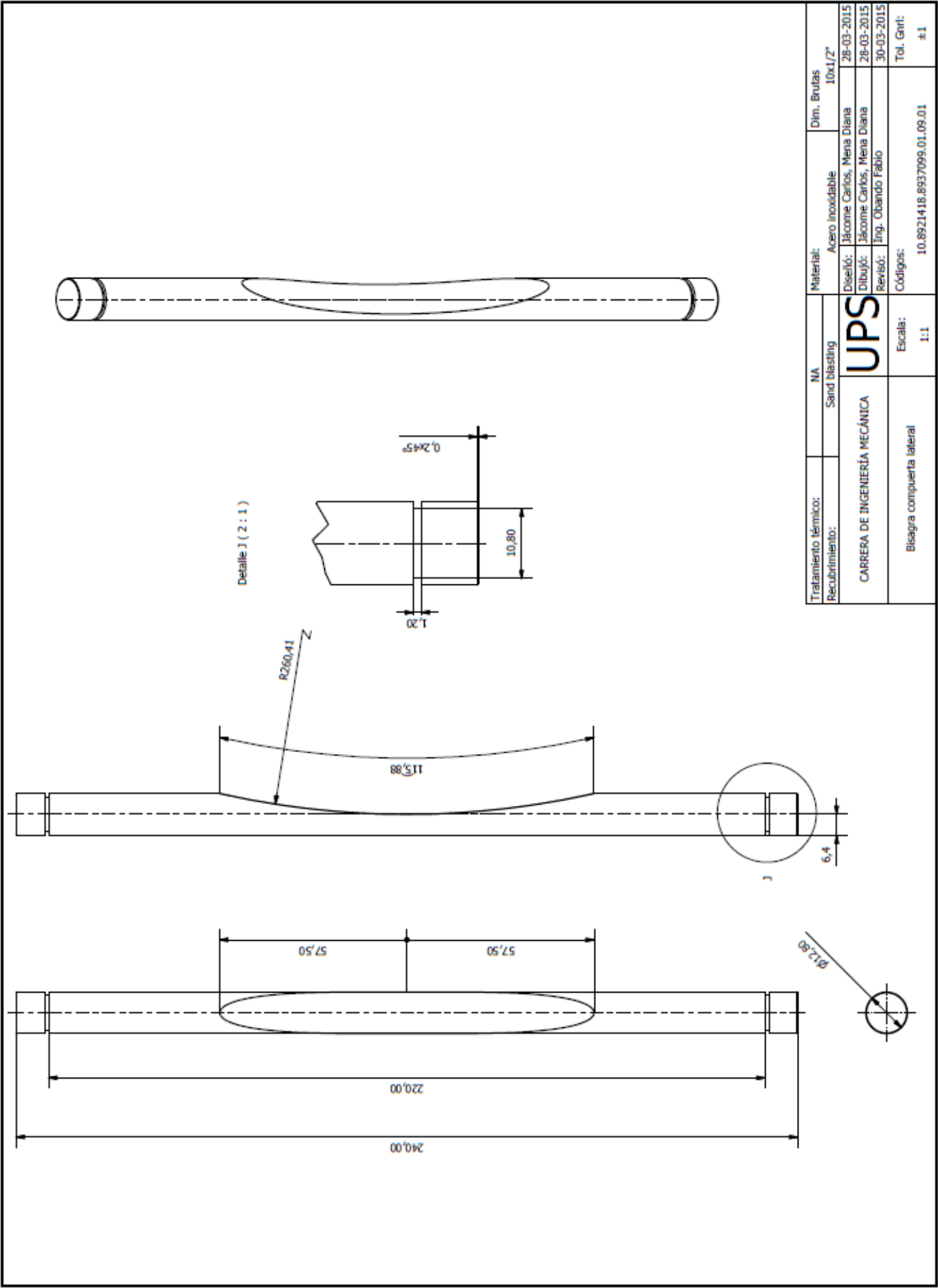
Tratamiento térmico:	NA	Material:	Acero inoxidable 304	Dim. Brutas	2000x2000x3 mm
Recubrimiento:	NA	Diseño:	Jacome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Dibujó:	Jacome Carlos, Mena Diana	28-03-2015	
		Revisó:	Ing. Obando Fabio	30-03-2015	
		Códigos:			
Plato rotor		Escala:	1:5	Tol. Gmt:	±1
			10.8921418.8937099.01.08.02		



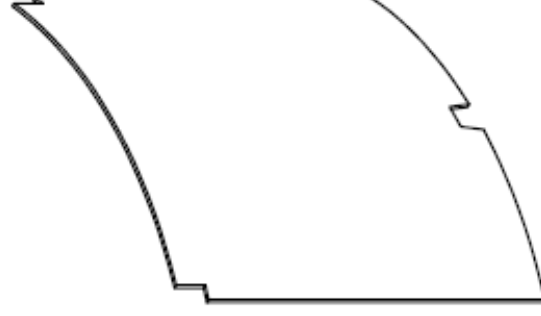
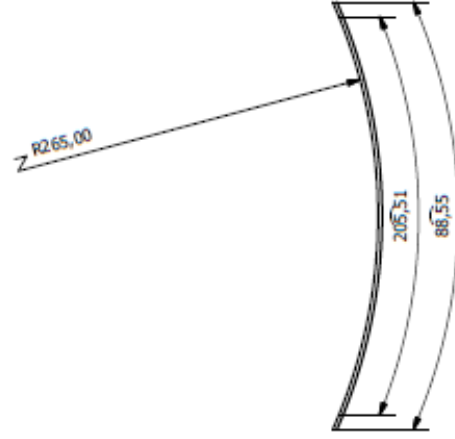
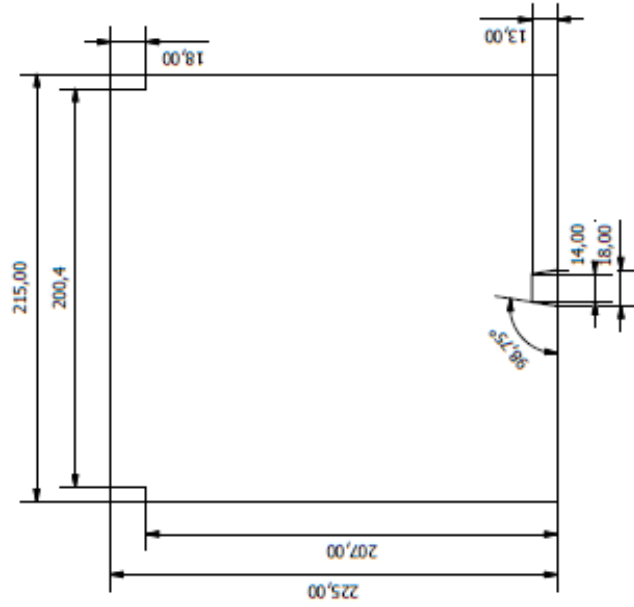
Tratamiento térmico:	NA	Material:	Dim. Brutas	
Recubrimiento:	NA	Acero inoxidable	2000x2000x3 mm	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015
		Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015
		Revisó:	Ing. Obando Fabio	30-03-2015
Placa soporte de plato rotor	Escala: 1:2,5	Códigos:	Tol. Gnrl:	
		10.8921418.8937099.01.08.03	±1	



3	Anillo elástico de seguridad, para árboles	2	JIS B 2804	Acero, suave	NA	14x1 mm
2	Compuerta	1	NA	Acero inoxidable AISI 304	2440x1220x2 mm	NA
1	Bisagra compuerta	1	NA	Acero inoxidable	NA	NA
Pos.	Denominación	Cant	Norma	Material	Dim. Brutas	Observaciones
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA			UPS	Diseñó:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015
				Dibujó:	Jácome Carlos, Mena Diana	28-03-2015
				Revisó:	Ing. Obando Fabio	30-03-2015
Ensamblaje compuerta			Escala: 1:2,5	Códigos: 10.8921418.8937099.01.09		Tol. Gnrl: ±1

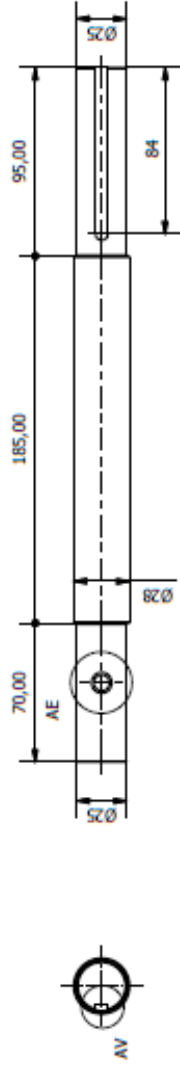


Tratamiento térmico:	NA	Material:	Dim. Brutas
Recubrimiento:	Sand blasting	Acero inoxidable	10x1/2"
UPS			
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA			
Diseló: Jácome Carlos, Mena Diana			
Dibujó: Jácome Carlos, Mena Diana			
Revisó: Jng. Obando Fabio			
Códigos:			
Escala: 1:1			
Bisagra compuerta lateral			
Tol. Gmrl: ±1			
10.8921418.8937099.01.09.01			



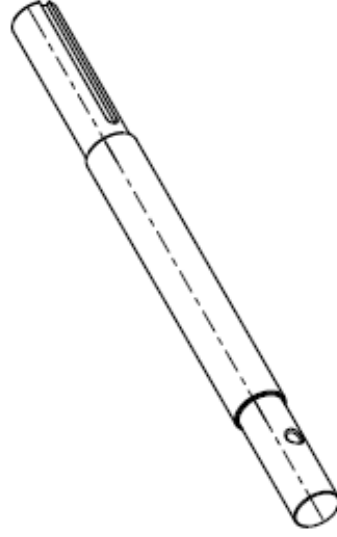
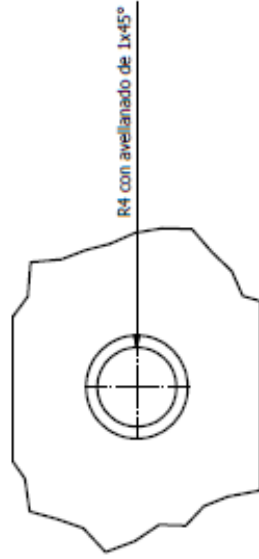
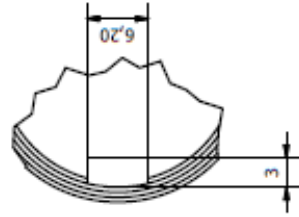
Tratamiento térmico:	NA	Material:	Dim. Brutas
Recubrimiento:	Sand Blasting		
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Acero inoxidable 304	
		Diseló: Jácome Carlos, Mena Diana	
		Dibujó: Jácome Carlos, Mena Diana	
		Revisó: Ing. Obando Fabio	
Compuerta lateral		Códigos:	Tol. Gmt:
		Escala:	±1
		1:2,5	10.8921418.8937099.01.09.02

UPS



Detalle AE ( 2 : 1 )

Detalle AV ( 2 : 1 )



Tratamiento térmico:	NA	Material:	Acero inoxidable	Dim. Brutas	16x1 1/18 pulg
Recubrimiento:	NA				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA				Diselño:	Jacome Carlos, Mena Diana
				Dibujó:	Jacome Carlos, Mena Diana
				Revisó:	Jing. Obando Fabio
				Códigos:	30-03-2015
				Tol. Gmrl:	±1
Eje motriz				Escala:	1:2,5
					10.8921418.8937099.01.29